



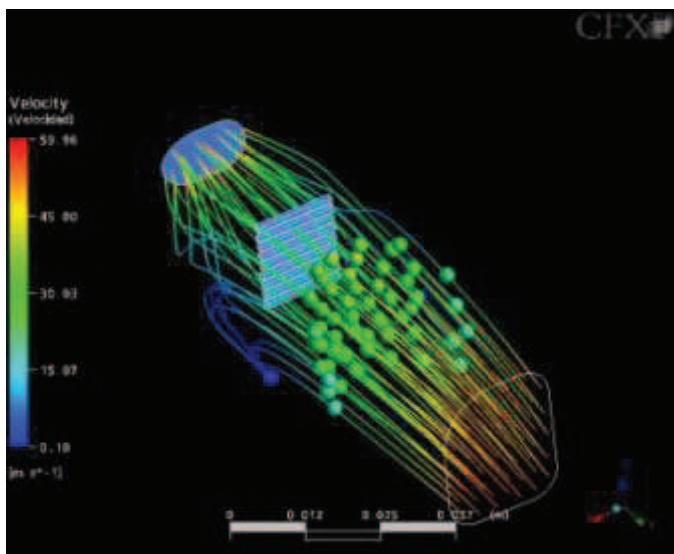
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA
VEHÍCULOS AUTOMÓVILES



Diego Armando Rojas Cajas
Vanessa Estremera Carrera
Pamplona, Julio 2012

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quiero agradecer a todos los profesores que he tenido durante la carrera, por haberme impartido y enseñado los conocimientos necesarios para encontrarme hoy aquí, presentando y defendiendo mi proyecto fin de carrera.

Quiero también agradecer de manera muy especial a Doña Vanesa Estremera Carrera, quien ha dirigido mi proyecto fin de carrera, por su apoyo, comprensión, atención y dedicación, durante la realización del mismo, sin su colaboración e intervención en aquellos puntos que podía mejorar no habría sido posible llegar a una finalización adecuada.

Por último, he de agradecer el apoyo incondicional de mis padres Lorenzo y Julia, a mis hermanas Katheryne y Abigail por la motivación que me supieron dar antes y durante la carrera. A mis amigos y a mi novia Gabriela también por su apoyo y por comprender la situación en la que me encontraba mientras realizaba el proyecto fin de carrera.

Gracias a todos.

Diego Rojas.

ÍNDICE

1. MEMORIA.....	4
2. CÁLCULOS.....	70
3. PLANOS.....	217
4. PLIEGO DE CONDICIONES.....	236
5. PRESUPUESTO.....	246
6. BIBLIOGRAFÍA.....	254
7. ANEXOS.....	258



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA VEHÍCULOS AUTOMÓVILES

DOCUMENTO 1: MEMORIA

Diego Armando Rojas Cajas

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, Julio 201

ÍNDICE

1.1 OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	7
1.2 ANTECEDENTES AL PROYECTO. EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	
1.2.1 Introducción.....	9
1.2.2 Definición del sistema de refrigeración.....	11
1.2.3 Tipos de sistemas de refrigeración.....	12
1.2.4 Conducción, convección y radiación.....	16
1.2.5 Elementos del sistema de refrigeración.....	16
1.2.5.1 Cámaras o camisas de agua.....	17
1.2.5.2 Ventilador y electro ventilador.....	17
1.2.5.3 Termostato.....	19
1.2.5.4 Bomba de agua.....	22
1.2.5.5 Vaso de expansión.....	23
1.2.5.6 Radiador	24
1.2.5.7 Sensor de temperatura.....	27
1.2.5.8 Tuberías y manguitos de unión.....	28
1.2.5.9 Líquido refrigerante.....	30
1.2.6 Sistema de refrigeración – calefacción.....	31
1.3 EL RADIADOR COMO INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO	
1.3.1 Fórmulas y métodos de cálculo empleados.....	35
1.4 DESCRIPCIÓN DE LO PROYECTADO Y CONDICIONES	
1.4.1 Diseño proyectado.....	38
1.4.2 Condiciones de diseño.....	38
1.5 DESCRIPCIÓN DE VEHÍCULOS UTILIZADOS	
1.5.1 Vehículo de calle o turismo.....	39
1.5.2 Monoplaza de fórmula 1.....	41
1.6 INFLUENCIA DE LA AERODINÁMICA	
1.6.1 Introducción.....	43
1.6.2 Determinación de la ubicación de los radiadores en el vehículo.....	44
1.6.3 Influencia de la ubicación de los radiadores en la aerodinámica.....	45
1.7 HERRAMIENTAS DE DISEÑO Y SIMULACIÓN CON CFD	
1.7.1 Diseño del conjunto con CATIA y figuras geométricas con Autocad.....	46
1.7.2 Simulación con CFD. ANSYS CFX.....	47

1.8 CÁLCULOS REALIZADOS.....	50
1.9 SOLUCIÓN ADOPTADA	
1.9.1 Geometría y dimensiones.....	51
1.9.2 Temperaturas y presiones del circuito.....	54
1.10 MATERIALES UTILIZADOS PARA LA FABRICACIÓN DE LOS RADIADORES	
1.10.1 Cobre/Latón.....	55
1.10.2 Aluminio.....	55
1.10.3 Baños de plomo, unión por soldadura, recubrimiento con pintura.....	56
1.10.4 Conclusiones sobre los materiales.....	56
1.11 PROCESO PRODUCTIVO PARA LOS RADIADORES	
1.11.1 Fabricación de los tubos finos.....	59
1.11.2 Construcción de las aletas	59
1.11.3 Cabeceros y tapones cabeceros.....	60
1.11.4 Elementos adicionales.....	60
1.11.5 Montaje.....	61
1.11.6 Soldadura.....	63
1.11.7 Recubrimiento final.....	63
1.12 COMPARATIVA	
1.12.1 Introducción.....	64
1.12.2 Cantidades máximas de energía a disipar.....	64
1.12.3 Dimensiones necesarias del radiador.....	65
1.12.4 Número de radiadores.....	65
1.12.5 Materiales para fabricación.....	66
1.12.6 Ventilador.....	66
1.12.7 Posicionamiento del radiador.....	67
1.13 CONCLUSIONES FINALES.....	68
1.14 VALORACIÓN FINAL.....	69

1.1 OBJETIVOS DEL PROYECTO

Los objetivos que se propone el proyecto se describirán a continuación, destacando que de la mayoría de los puntos descritos en el proyecto no se han tenido conocimientos previos a su realización, luego, los objetivos que se presentan son variados intentando encontrar la solución a lo planteado con los métodos descritos, intentando profundizar en los conocimientos obtenidos a lo largo de la carrera de Ingeniería Técnica Industrial Especialidad Mecánica.

Pues bien, como objetivos más importantes del proyecto se tiene:

- Realizar una comparativa del uso de radiadores en vehículos utilitarios y en vehículos de competición, en este caso un monoplace de fórmula 1. Para lograr este primer objetivo, se ha de realizar un estudio pertinente de lo que es el SISTEMA DE REFRIGERACIÓN de un vehículo, estudiando las variantes que se puedan dar en uno u otro, haciendo los CÁLCULOS tanto geométricos, como energéticos que influyen en la transferencia de calor que se produce en el radiador y como rasgo necesario estudiar también la forma en la que el radiador influye en la AERODINÁMICA del vehículo.
- El segundo objetivo que se va a dar en este proyecto, será conseguir realizar el DISEÑO de un radiador, para cada tipo de vehículo, atendiendo a geometría, dimensiones, materiales y proceso de fabricación con su respectivo presupuesto.
- Como tercer objetivo del proyecto, me planteo el aprendizaje de un programa de CFD y su utilización para demostrar de qué manera y como varían los parámetros físicos en un radiador. Como se sabe la tecnología CFD es muy utilizada actualmente para la simulación de situaciones reales, en la cual se introduce una serie de parámetros previamente calculados para la obtención de una solución muy aproximada a la real, con la que nos permite dar una solución bastante acertada y por lo tanto válida.

- Con el correspondiente estudio económico, se tendrá en cuenta que la fabricación del radiador sea viable, para ello se citará costes de materiales, procesos de fabricación, costes salariales, aplicando también aquellos que pertenecen intrínsecamente a la economía, por ejemplo el IVA.

La elección de dicho elemento del sistema de refrigeración, se debe a que el radiador es un elemento fundamental para el correcto funcionamiento de un vehículo, sus dimensiones son tal que satisfagan las necesidades de refrigeración y al mismo tiempo afectan a la aerodinámica del vehículo, lo que permite que a través de él se pueda estudiar más elementos del vehículo.

Por ejemplo, en turismos normalmente se utiliza un solo radiador, en vehículos de potencias elevadas, como súper deportivos, se utilizan más de uno, pudiéndose llegar a utilizar incluso 10 radiadores (Bugatti Veyron), aunque en este caso no todos pertenecen al sistema de refrigeración del motor, por otro lado en vehículos de competición se hace uso de radiadores laterales y frontales llegándose a utilizar, por ejemplo 3 radiadores en el caso de monoplazas de fórmula 1, 2 para disipar el calor generado por el motor y 1 para el refrigerar el aceite de lubricación.

EN RESUMEN, se tiene que los objetivos van enfocados, primero a la propia profundización del estudiante en conocimientos del sistema de refrigeración no sólo a nivel de vehículo utilitarios sino también a vehículos de competición, segundo, a obtener conocimientos específicos de temas bastante complejos estudiados a lo largo de la carrera de Ingeniería Técnica Industrial Mecánica, como pueden ser diseño de conjuntos mediante el empleo de programas dedicados al diseño, el trabajar con programas de elementos finitos para simular situaciones reales, transferencia de calor en intercambiadores, partes de un vehículo lo que viene a mejorar los conocimientos de automoción, variaciones de temperatura y presión que afianza ciertos conocimientos de Ingeniería Térmica y Mecánica de fluidos, y ya por último conocimientos de procesos de fabricación y materiales empleados en la construcción de radiadores y su importancia en el mundo de la automoción.

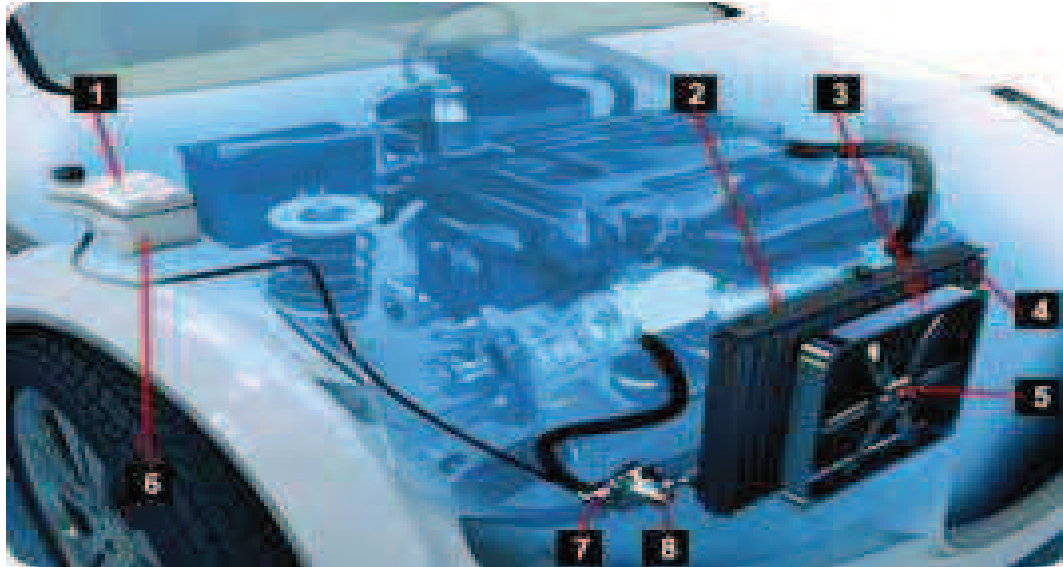


Fig. 1 Sistema de refrigeración del vehículo utilitario

1.2 EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

1.2.1 INTRODUCCIÓN

EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO Y UTILIDADES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El funcionamiento del motor de combustión interna alternativo se basa en la transformación de la energía química que posee el combustible en energía mecánica del cigüeñal.

La transformación se produce mediante la inflamación de la mezcla aire-combustible provocando así una explosión de dicha mezcla en los cilindros del motor.

Esta explosión genera una cantidad enorme de calor, es decir, no toda la energía liberada por el combustible es aprovechada, una parte de gran importancia se transforma en calor, parte de energía que se considera perdida.

Las pérdidas de calor, de rozamiento y de radiación afectan directamente al rendimiento del motor.

Haciendo hincapié en las pérdidas de calor y desde el punto de vista del rendimiento, para que éste sea máximo, interesa que los motores sean adiabáticos, pero esto no puede ser posible puesto que las temperaturas que se alcanzan en los elementos directamente en contacto con los gases procedentes de la explosión, serían muy grandes y no habría material capaz de soportarlas, ni lubricante que pueda trabajar en esas condiciones de temperatura.

Por ejemplo en el cilindro se alcanzan temperaturas de unos 200 °C, en la culata unos 300 °C, en la cabeza del pistón unos 350 °C y en la cabeza de las válvulas de escape unos 700 °C.

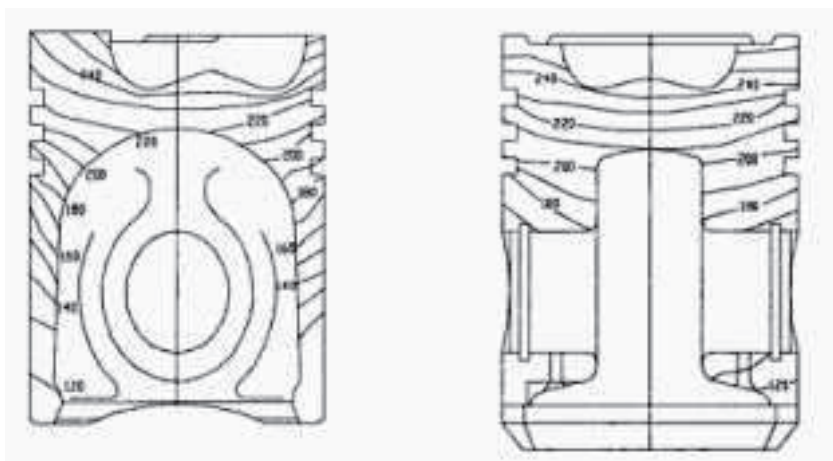


Fig. 2 Distribución de temperaturas en un pistón

Por otra parte la temperatura instantánea en el momento de la explosión ronda los 2200 °C, en estas condiciones se produciría la dilatación de los materiales tal que llegarían a agarrotarse las piezas móviles, por otra parte se produciría la descomposición del material de engrase lo cual provocaría una incorrecta lubricación de las partes en constante rozamiento, así se llegaría al mal funcionamiento de los elementos móviles y al posterior gripado del motor.

Además del calor producido por la combustión hay que tener en cuenta el calor producido por rozamiento de los elementos en contacto.

Por todas estas razones surge la necesidad de refrigerar las partes sometidas a temperaturas elevadas como pueden ser la culata, las válvulas y los cilindros, y también la refrigeración del aceite de lubricación, dicha refrigeración se consigue acoplando al motor un sistema de refrigeración.

Con el sistema de refrigeración se logra eliminar el calor producido por la explosión de la mezcla, la eliminación del calor ha de ser la justa y necesaria, ni muy poca ni muy elevada, si fuese muy poca se produciría la dilatación de piezas del motor y el aceite de lubricación perdería sus propiedades, si fuese muy elevada se reduciría directamente el rendimiento del motor.

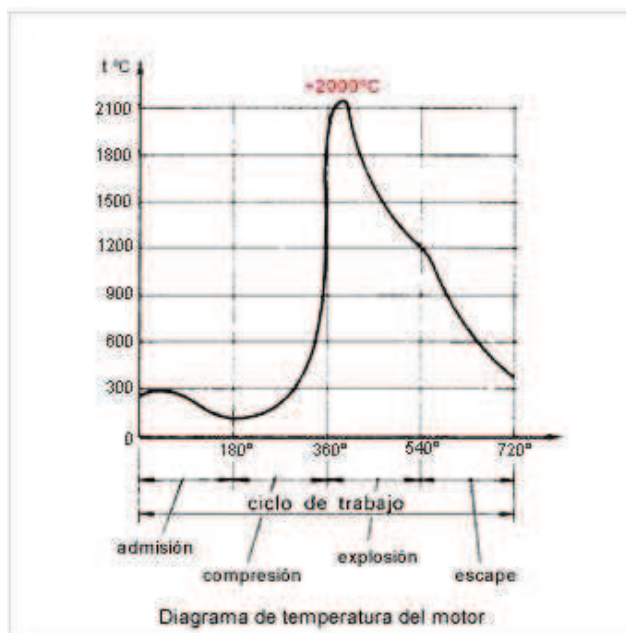


Fig. 3 Diagramas de temperaturas del motor

1.2.2 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración, en automoción, es el conjunto de elementos que tienen por misión eliminar el exceso de calor acumulado en el motor, debido a las altas temperaturas que se alcanzan con la explosión de la mezcla aire-combustible, y llevarlo a través del medio empleado al exterior.

Su temperatura normal de funcionamiento está entre 80°C y 90°C .

Se trata de un circuito complejo por el que circula un líquido refrigerante, ya sea agua u otro líquido, que en sí es el encargado de transportar el calor absorbido, ya sea por conducción o convección, de las partes calientes del motor, hacia el elemento conocido como radiador para que ceda el calor al aire que atraviesa el radiador.

El sistema de refrigeración es esencial, para el funcionamiento del vehículo para evitar el sobrecalentamiento del mismo, lo que causaría un daño total del motor o comúnmente conocido como gripado del motor. Su misión en general es mantener una uniformidad de los campos de temperatura en las paredes de los cilindros y culatas tanto en dirección radial como a lo largo de la altura.

1.2.3 TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Las dos maneras principales y utilizadas en la actualidad para refrigerar son la refrigeración por aire y la refrigeración por líquido (ya sea agua u otro líquido).

La utilización de uno u otro depende del tipo de vehículo, de las temperaturas máximas alcanzadas en el motor, de la cantidad de calor que se necesite refrigerar, de las partes del motor que necesiten refrigeración.

1.2.3.1 REFRIGERACIÓN POR AIRE

Se tiene dos formas de refrigeración por aire, la refrigeración por aire directa, y la refrigeración por aire forzada.

La *refrigeración por aire directa* se utiliza en motores de vehículos pequeños como puede ser un ciclomotor. La refrigeración del motor de dos tiempos de los ciclomotores aumenta conforme aumenta la velocidad de marcha.

Este tipo de motor va expuesto al medio ambiente, luego depende mucho de las condiciones medioambientales, pero al no ser de gran tamaño no hay porque acoplarle un sistema de refrigeración como el de un turismo, se hacen de aleación ligera con materiales que son buenos conductores del calor y también se incluyen aletas.

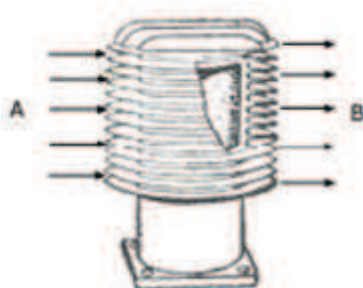


Fig. 4 Pistón refrigerado por aire

Para motores de motocicletas de gran cilindrada se utiliza la refrigeración por aire forzada.

En la *refrigeración por aire forzada* además de exponerse las partes más calientes del motor (culata y exterior de cilindros) a la corriente de aire producida por la marcha del vehículo, se instala una turbina que se activa y aumenta esa corriente.

Esto es necesario para motores de marcha lenta, en los cuales la corriente de aire no es suficiente para llegar a los niveles adecuados de refrigeración, como por ejemplo tractores agrícolas, moto sierras y cortacéspedes.

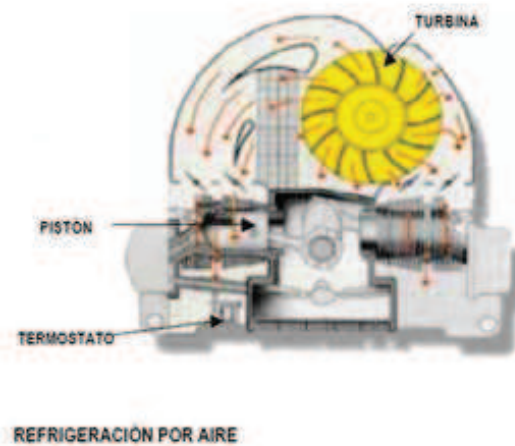


Fig. 5 Refrigeración por aire de una moto sierra

Las ventajas de este sistema son las siguientes:

- Diseño y construcción simplificado.
- Poco peso del motor (no tiene elementos como radiador, manguitos o bomba).
- Mínimo mantenimiento, al carecer de líquido refrigerante, bomba o manguitos.
- Tamaño pequeño del motor, al no tener cámara para líquido.
- Mayor rendimiento térmico (menos pérdidas de calor por refrigeración).
- Se alcanza la temperatura de régimen óptimo del motor antes que en la refrigeración líquida

Las desventajas por su parte serían:

- Refrigeración irregular, debido a que depende de la temperatura del aire, la altitud y la velocidad del vehículo.
- Son más ruidosos, debido a que el aire al pasar entre las aletas produce vibraciones.
- Se enfrían muy rápidamente (uso del estrangulador muy a menudo).
- Peor llenado de los cilindros (menor potencia útil), debido a las temperaturas alcanzadas.
- Se utiliza en motor bóxer o de cilindros opuestos, por canalizar mejor el aire.

1.2.3.2 REFRIGERACIÓN POR LÍQUIDO

Es el tipo de sistema generalizado que utilizan los automóviles actuales.

A la vez se subdivide en dos grupos menores, habiendo por un lado la refrigeración líquida por termosifón, y por otro la refrigeración por líquido forzada.

El sistema de termosifón basa su funcionamiento en la diferencia de densidad del agua fría y del agua caliente, esta última pesa menos.

Dispone de radiadores de gran tamaño y de camisas y conductos de agua bastante amplias, sin ser una estructura demasiado complicada para facilitar la circulación del líquido. Ya no se utiliza.

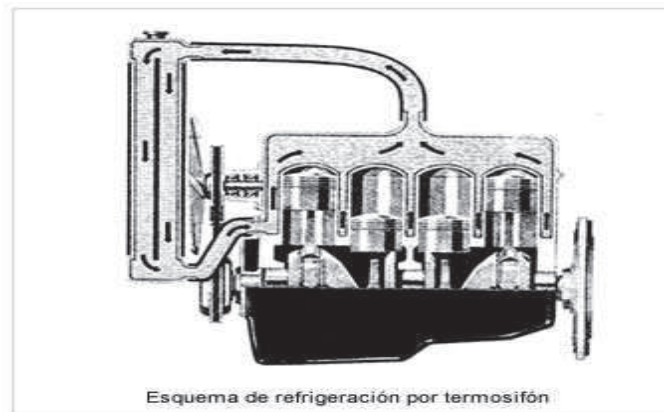


Fig. 6 Refrigeración por termosifón

El sistema de refrigeración forzada por líquido, por su parte, posee una bomba, accionada por el propio motor mediante una cadena que se une con el cigüeñal, encargada de impulsar el líquido refrigerante por los conductos, también incorpora un ventilador, un termostato y radiador.

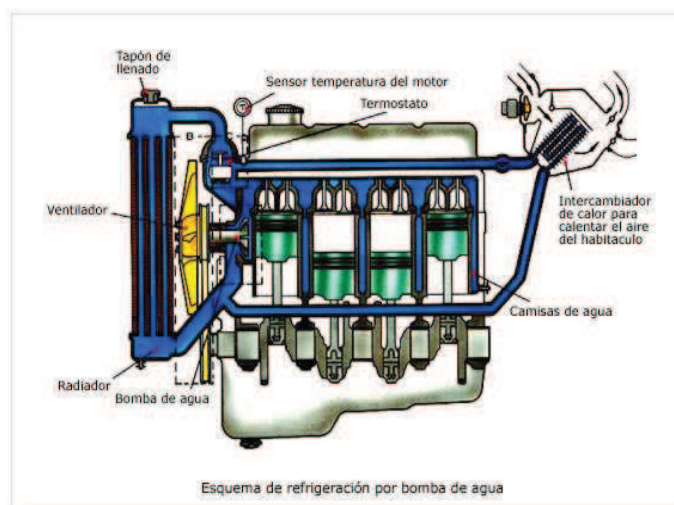


Fig. 7 Esquema de refrigeración por bomba de agua

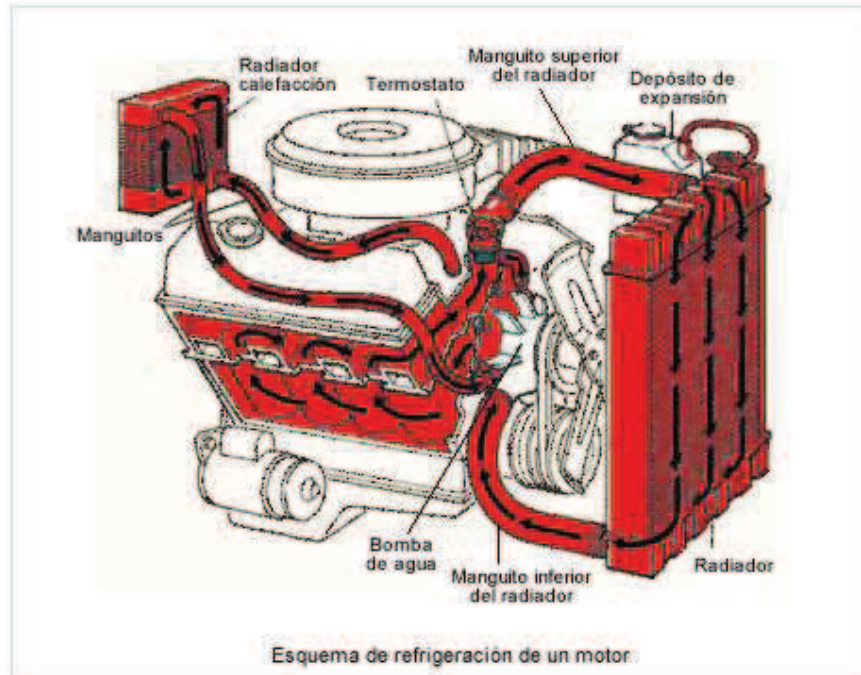


Fig. 8 Refrigeración de un motor

En la refrigeración por líquido se puede distinguir dos tipos de circuitos:

- Refrigeración con circuito sellado o cerrado
- Refrigeración con circuito abierto

La diferencia entre estos tipos de circuitos estriba en que, en el circuito abierto el tapón de la parte superior del radiador posee una válvula de presión que se comunica con la presión atmosférica y su función es evitar sobrepresiones en el circuito, es decir, si hay un exceso de vapor (aumento de volumen), la válvula se abre y expulsa el vapor sobrante al exterior perdiéndose así refrigerante teniendo que renovarlo constantemente. Prácticamente ya no se utiliza.

Por otro lado en el circuito cerrado se dispone de un vaso de expansión conectado al radiador, en su entrada hay una válvula de seguridad que es la que permite la entrada de líquido al vaso de expansión (al aumentar su temperatura aumenta su volumen) y se abre si hace falta refrigerante en el radiador.

Hoy en día se utiliza en gran mayoría el sistema de refrigeración del tipo cerrado con circulación forzada del líquido y con uno o dos sistemas de regulación (temperatura del líquido y del aire), luego este es el sistema de refrigeración que se va a utilizar a lo largo del proyecto, así mismo para los cálculos y demás operaciones necesarias.

1.2.4 CONDUCCIÓN, CONVECCIÓN Y RADIACIÓN

Para hacer el análisis termodinámico y pérdidas de calor en un motor hace falta aplicar las ecuaciones generales de transmisión de calor, teniendo en cuenta que el mecanismo fundamental de transmisión de calor entre gases y las paredes de los cilindros es la convección, aunque también tiene importancia la radiación, sobre todo, en los motores diesel. A través de las paredes del cilindro el mecanismo fundamental es la conducción, y del cilindro al agua de refrigeración, o al ambiente si fuese refrigerado por aire, es la convección.

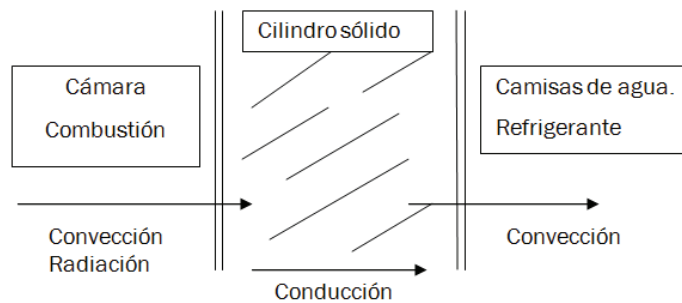


Fig. 9 Esquema de los procesos de transferencia de calor de un cilindro

1.2.5 ELEMENTOS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ELEGIDO

Como ya se ha dicho anteriormente el sistema de refrigeración que se utilizará de referencia a lo largo del proyecto será el de circuito cerrado con circulación forzada del líquido refrigerante (accionado por bomba).

Pues bien, un sistema de refrigeración de tales características está compuesto de electro-ventilador, termostato, radiador, bomba de líquido refrigerante, cámaras o camisas de agua, sensor de temperatura, vaso de expansión y radiador de calefacción.

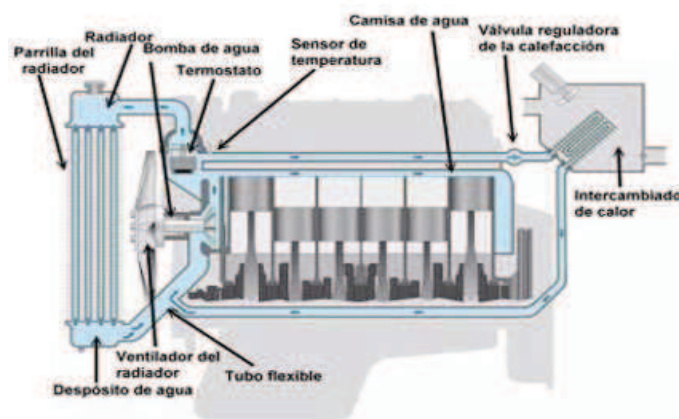


Fig. 10 Elementos de un radiador

1.2.5.1 CÁMARAS O CAMISAS DE AGUA (líquido refrigerante).

Son unos huecos practicados en el bloque motor y en la culata a manera de pasadizos, se hacen mediante fundición al igual que todo el bloque motor conjuntamente, por los cuales circula el líquido refrigerante.

Rodean las partes que se encuentran en contacto directo con los gases de la combustión: cilindros, cámaras de combustión, asientos de bujías y guías de válvulas.

Se caracterizan por el caudal de líquido que circula a través del motor.

1.2.5.2 ELECTROVENTILADOR Y VENTILADOR

Es el elemento encargado de hacer pasar una corriente de aire suficiente para refrigerar el agua (líquido refrigerante) a través del radiador. Además refrigera algunos órganos externos del motor como generador, bomba, bomba del combustible y carburador.

En los motores antiguos el ventilador iba montado en el mismo eje de la bomba de agua y mientras el motor funcionaba también lo hacía el ventilador, esto ocasionaba que el ventilador funcione cuando el motor no lo necesita (motor frío), produciéndose un consumo de energía innecesario.

Actualmente los automóviles van dotados de un electro-ventilador con un mando termoeléctrico, de tal manera que entra en funcionamiento cuando el líquido refrigerante alcanza cierta temperatura, evitándose pérdidas de potencia por arrastre en regímenes en los que el motor no necesita del ventilador.

Uno de los elementos del electro-ventilador es el ventilador formado por una hélice de 2 a 6 palas.

El número de palas varía dependiendo de la cantidad de corriente de aire que precise el motor, su tamaño también variará dependiendo de las necesidades, cuánto más largas más eficaz será la corriente llegando a un máximo en que la eficacia empieza a descender.

Las palas se hacen de aleación de aluminio, láminas de acero o de plástico moldeado. Tienen que ser lo suficientemente sólidas para que no se produzcan deformaciones y estar bien equilibradas para que no produzcan vibraciones.

El electro-ventilador entra en funcionamiento cuando el sensor de temperatura, ubicado en la salida de la culata, detecta que la temperatura del líquido refrigerante es superior a la normal de funcionamiento, antes de eso no lo hace porque la refrigeración está asegurada por la corriente de aire que atraviesa el radiador por efectos de la marcha.

El termo-contacto que acciona el ventilador va situado en la parte baja del radiador o en la misma culata.

El electro-ventilador puede ir situado delante o detrás del radiador, en cualquiera de los dos casos el aire va de fuera hacia dentro, es decir del medio ambiente hacia el motor.

1.2.5.2.1 TIPOS DE VENTILADORES

En términos generales sólo se utilizan ventiladores que giran cuando el refrigerante alcanza una temperatura determinada.

- *Ventilador con acoplador electromagnético.*

Está provisto de un embrague electromagnético que se conecta que se conecta cuando la temperatura del refrigerante alcanza un grado determinado.

- *Ventilador con acoplador hidráulico y regulación térmica por aire del radiador.*

El acoplador hidráulico une el ventilador y el motor, según la cantidad de líquido que haya en el acoplador éste se acciona o no.

Éste líquido hidráulico está contenido en una cavidad en el cubo del ventilador o en un depósito separado y su introducción en el acoplador está controlada por una válvula fijada sobre el cubo del ventilador y sometida a la temperatura del flujo de aire que atraviesa el radiador.

- *Ventilador con acoplador hidráulico y regulación térmica por líquido refrigerante (ventilador viscoso).*

Su funcionamiento se basa en el mismo principio que el anterior. Utiliza como elemento de fricción la silicona, pero su funcionamiento está regulado por la acción del líquido refrigerante que actúa en la válvula de paso y no por el aire que atraviesa el radiador.

En los vehículos con aire acondicionado y también en los que no lo tienen, nos podemos encontrar con dos ventiladores, las exigencias del aire acondicionado son mayores para el sistema de refrigeración que cuando no lo hay puesto que también se tiene que refrigerar el condensador que se coloca en la parte frontal al igual que el radiador.

Por otro lado cada ventilador a su vez tiene su propia velocidad, de tal manera que se asegure la correcta refrigeración del refrigerante y del condensador.

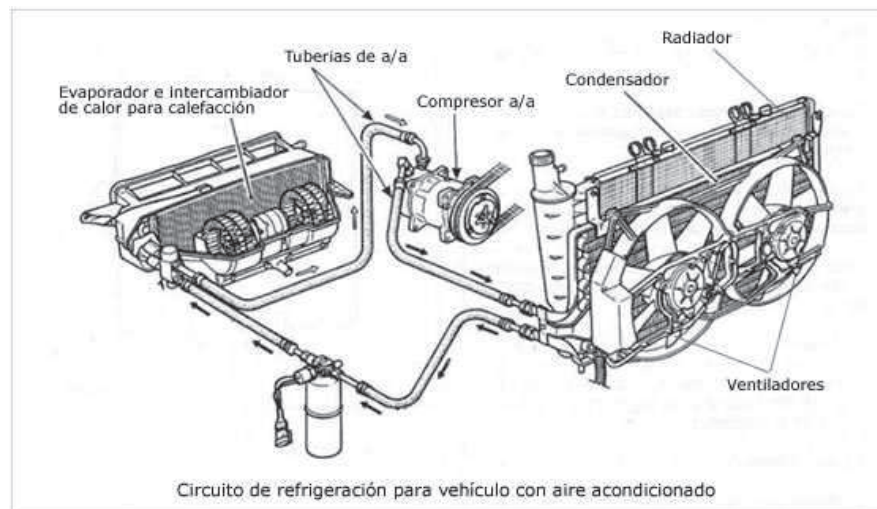


Fig. 11 Circuito de refrigeración con aire acondicionado

1.2.5.3 TERMOSTATO

Como ya se dijo, el motor necesita ser refrigerado pero no en exceso, puesto que una temperatura demasiado baja produce condensación de la gasolina en las paredes de los cilindros mezclándose con el aceite y produciendo una mala lubricación de los mismos además de un mayor consumo de combustible.

Éste elemento es el encargado de hacer que la refrigeración funcione cuando el motor supere la temperatura de óptimo rendimiento (está entre 80°C y 90°C), manteniendo esa temperatura, de igual manera hace que no exista refrigeración hasta alcanzar dicha temperatura.

Para ello actúa sobre el paso del refrigerante regulando la temperatura del mismo sobre los 85°C, si se produce un exceso de refrigeración, por ejemplo en la marcha de noche a bajas temperaturas, el termostato se cierra calentando el motor.

Se trata de una válvula de doble efecto (dos vías) que se intercala entre el circuito de salida de la culata hacia el radiador.

TIPOS DE TERMOSTATOS

En aspectos generales están hechos de materiales que sufren una acción mecánica dependiendo de la temperatura del ambiente en donde estén situados y hay de tres tipos: Termostatos de fuelle, termostatos de cera y termostatos de lámina bimetálica.

1.2.5.3.1 *Termostato de fuelle.*

Se trata de un depósito metálico cerrado de plancha muy fina en forma de acordeón o espiral, que contiene un líquido especial de fácil evaporación. Cuando se alcanza la temperatura deseada el fuelle se dilata produciendo la apertura de la válvula.

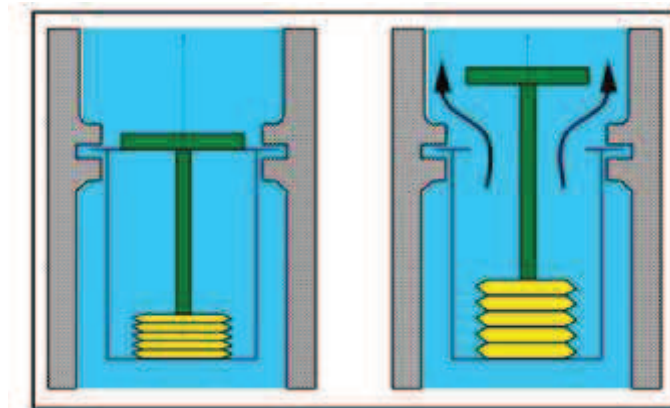


Fig. 12 Esquema de termostato de fuelle

1.2.5.3.2 *Termostato de cera.*

Utilizan ceras especiales que poseen un alto coeficiente de dilatación. Al aumentar la temperatura, la dilatación de la cera contenida en una cápsula provoca el desplazamiento de un pistón que a la vez abre la válvula. Son parecidos a los de fuelle sustituyendo el líquido especial por cera. Son los termostatos más utilizados.

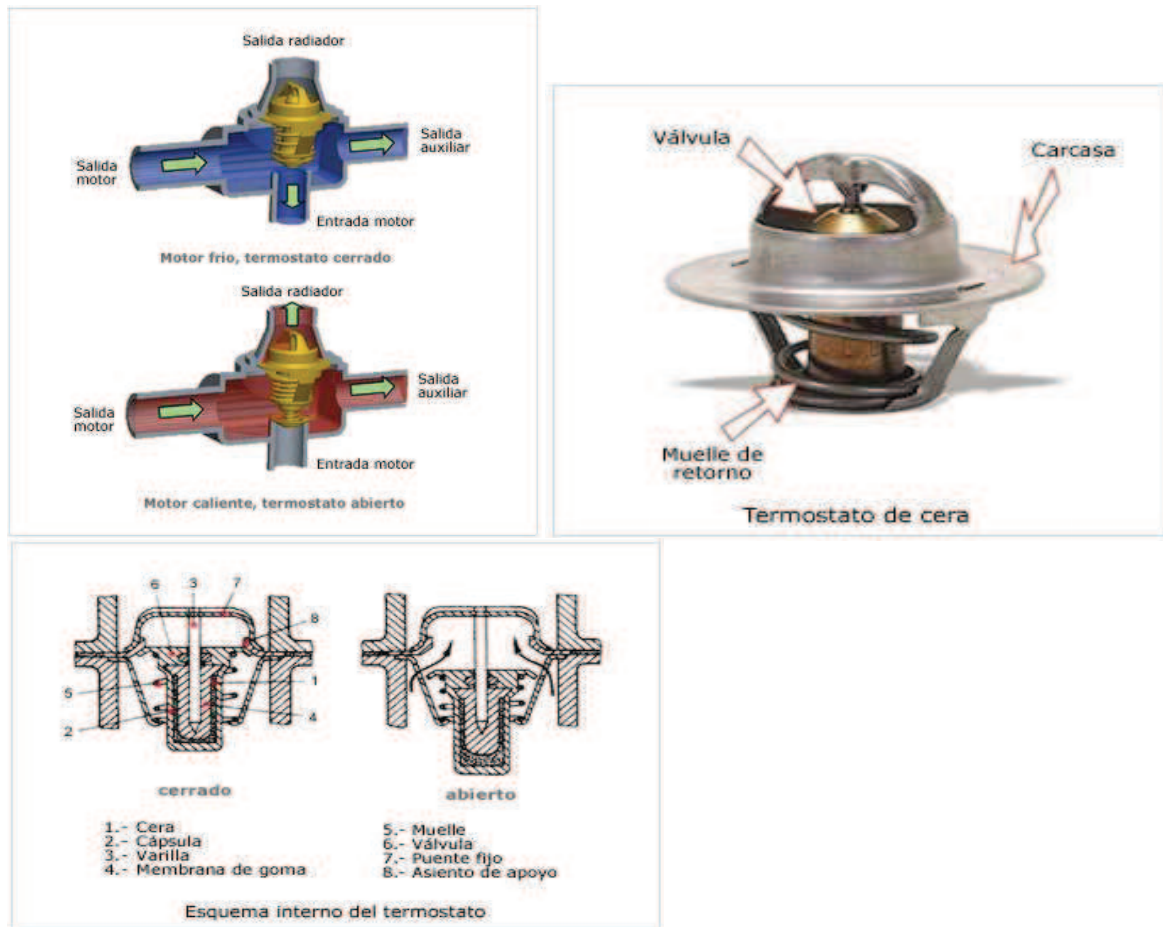


Fig. 13 Termostatos de cera y esquemas

1.2.5.3.3 Termostato de lámina bimetálica.

Poseen muelles formados por dos láminas de materiales con coeficientes de dilatación distintos, los cuales se deforman con el calor.

Todos los termostatos que actúan en el circuito del agua deben estar provistos de un paso para las burbujas de aire (basta un pequeño orificio) que permanezca abierto incluso con el motor frío cuando la válvula del termostato se encuentre cerrada. Además, para no detener la circulación del agua debida a la bomba, es preciso que la cámara del termostato se halle en comunicación, a través de un bypass, con la bomba del agua. Dicho bypass se activa cuando la válvula del termostato se halla cerrada.

1.2.5.4 BOMBA DEL AGUA (LÍQUIDO REFRIGERANTE)

Es un elemento que se intercala en el circuito de refrigeración entre la parte baja del radiador y la parte inferior del bloque motor.

La bomba es la encargada de impulsar el líquido refrigerante a través de del motor (de ahí el nombre de refrigeración forzada) desde la parte inferior hasta la parte superior, saliendo a través de la válvula termostática de dos vías o termostato.

Cuando el motor está frío, el refrigerante pasa del termostato a la bomba, cuando el refrigerante está a una temperatura cerca de lo normal, el termostato se abre dejando pasar el refrigerante hacia el radiador, donde se enfría unos 10 grados, volviendo al motor a través de la bomba.

La bomba más utilizada es la de paletas de tipo centrífugo, su funcionamiento se explica de la siguiente manera: El agua o líquido refrigerante llega a la rueda de paletas, la cual gira dentro de un cuerpo de bomba de aleación ligera y en su giro expulsa el líquido con fuerza hacia la periferia, obligándola a circular por las cámaras o camisas de agua.

Va instalada en la parte frontal o lateral del motor, recibe el giro del cigüeñal a través de una correa o por cadena y en ciertos casos también se une con el ventilador.

Lleva acoplado una junta tipo prensa para evitar que el líquido se escape por el eje de la bomba.

Es muy importante tener controlada la tensión de la correa del motor, al ser inferior a la tensión normal de funcionamiento se puede producir un sobrecalentamiento del motor. Por otra parte si estuviese muy tensada dañaría los cojinetes y también la propia correa.

Un ejemplo de bomba centrífuga se ve en la siguiente imagen:

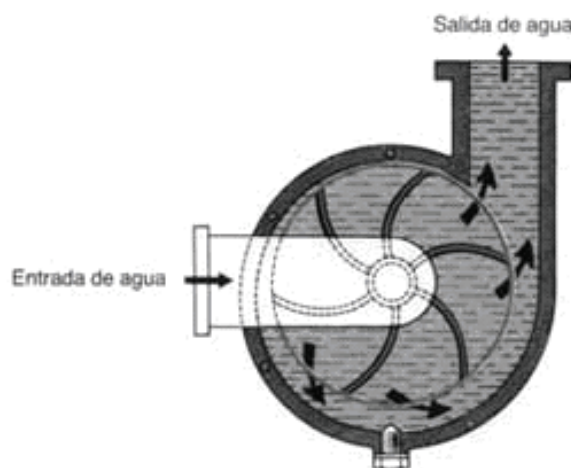


Fig. 14 Bomba centrífuga

1.2.5.5 VASO DE EXPANSIÓN

Es un depósito conectado a la parte superior del radiador que sirve para controlar el nivel de líquido refrigerante del motor, ya que posee unas señales de máximo y mínimo, pero su utilización se hace principalmente para corregir los defectos que se daban con las tapas de radiadores (poseedoras de una válvula que dejaba escapar el vapor de líquido refrigerante si la presión del refrigerante superaba la atmosférica, perdiéndose así líquido refrigerante y teniendo que renovar refrigerante de manera más periódica) haciendo que en los aumentos de volúmenes del refrigerante, éste no se pierda como con las tapas antiguas.

El vaso de expansión posee en su interior líquido y aire a presión atmosférica, también posee una válvula que en el momento en que la presión del líquido caliente supera la atmosférica se abre dejando su paso hacia el vaso de expansión (vapor de refrigerante que se licúa en el vaso de expansión), cuando el motor está frío y el volumen del líquido refrigerante disminuye por los efectos propios de los descensos de la temperatura, la válvula se abre dejando paso de líquido refrigerante hacia el radiador, de esta manera evitamos que en el circuito de refrigeración existan sobrepresiones (motor caliente) y depresiones (motor frío), pudiéndose controlar a la vez la cantidad de líquido refrigerante del circuito.

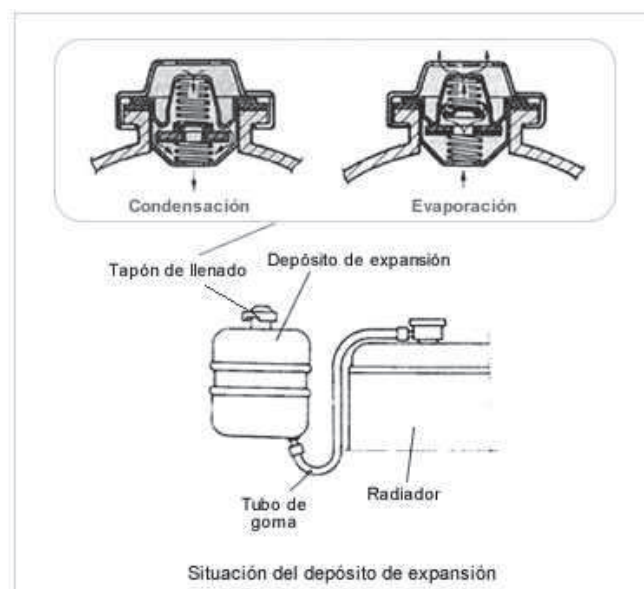


Fig. 15 Situación del depósito de expansión

Lo normal es que la manguera se encuentre conectada a la parte inferior para facilitar el paso de líquido refrigerante al radiador si fuese necesario.

1.2.5.6 RADIADOR

El radiador se puede considerar como el elemento más importante del circuito de refrigeración, ya que es el encargado de coger el calor a través de sus paredes metálicas, y por medio de la convección, conducción y radiación, transmitir ese calor a la corriente del aire que lo atraviesa, de esta manera recibe líquido refrigerante caliente del motor y envía líquido frío hacia la bomba y en consecuencia al motor.

Se sitúa generalmente en la parte delantera del vehículo, de esta manera incide sobre él la corriente de aire mediante la marcha del propio vehículo.

Se une a los chasis de los vehículos de manera elástica mediante tacos de caucho y por medio de manguitos flexibles al motor, para evitar vibraciones producidas por la marcha. Antes se construían de aleaciones a base de cobre (latón), pero en la actualidad se hacen de aleaciones ligeras de aluminio por su mayor conductividad térmica y menor peso respecto del cobre.

Su tamaño, principalmente refiriéndose al área no ha de ser ni demasiado pequeña ni demasiado grande, al ser muy pequeña se producirá sobrecalentamiento y al ser demasiado grande puede que incluso no se llegue a la temperatura óptima de funcionamiento del líquido refrigerante.

Se suelen acoplar también en la parte delantera y antes del radiador unas persianas para regular la cantidad de aire que incide en el radiador.

Para mejorar la aerodinámica del vehículo, teniendo en cuenta que su superficie sea la suficiente, se hacen radiadores gruesos y no demasiado altos, dándose una diferencia entre los radiadores de turismo con los vehículos de competición en los que se colocan más de un radiador y en distintas posiciones asegurando una menor resistencia aerodinámica y una refrigeración muy cuidada y compleja, ya que estos vehículos poseen rangos de velocidad, potencia, par y aceleración extremos, produciéndose unas cantidades enormes de calor, siendo primordial la aerodinámica y la refrigeración de los circuitos tanto de refrigerante como de aceite de la transmisión.

TIPOS DE RADIADORES

Por la dirección del flujo, los radiadores se dividen en radiadores de flujo transversal y radiadores de flujo descendente.

Por la constitución del área donde incide la corriente de aire, podemos tener radiadores tubulares, radiadores de panal o nido de abeja y radiadores de láminas de agua.

1.2.5.6.1 Radiadores de flujo transversal y descendente

La diferencia de estos dos tipos de radiadores, es que los dos depósitos que posee el radiador, uno para el líquido caliente y otro para el líquido frío, en los radiadores transversales se encuentran en los laterales, mientras que en los descendentes están en la parte superior e inferior respectivamente.

Hoy en día la mayor parte de los radiadores son de flujo descendente debido a que el fluido va con mayor facilidad de un depósito a otro.

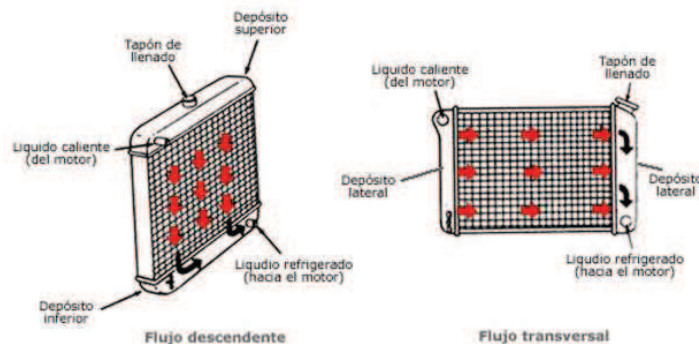


Fig. 16 Radiadores de flujo descendente y transversal

1.2.5.6.2 Radiadores tubulares, de panal y de láminas de agua

Los *radiadores tubulares* son los más usados en la actualidad, y están formados por una serie de tubos cilíndricos o planos, largos y finos, horizontales o verticales, rodeados por unas aletas de gran conductividad térmica que le sirven de soporte y a la vez de superficie refrigerante.

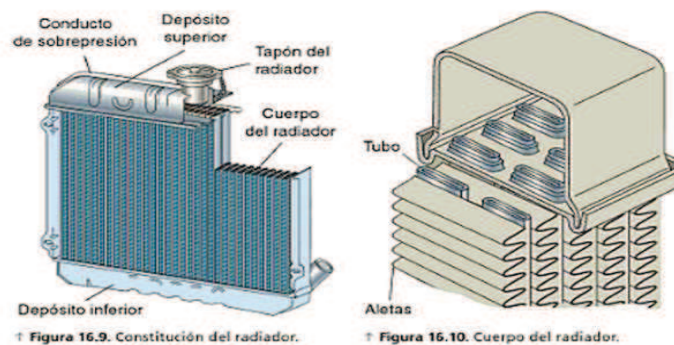


Fig. 17 Radiadores tubulares

En el *radiador de nido de abeja*, el cuerpo refrigerador del radiador está formado por unos tubos ensanchados en los extremos de forma hexagonal. Estos tubos van soldados unos a otros de manera que entre ellos quede un espacio por donde pasará el refrigerante y por los tubos pasará el aire. Son poco utilizados por su elevado precio y complicidad de soldadura.

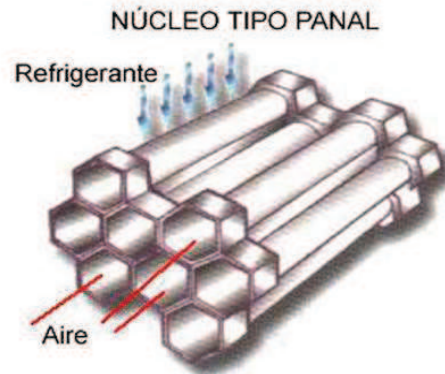


Fig. 18 Panal de un radiador

Por último los *radiadores de láminas de agua* están hechos por tubos anchos y achatados (láminas) por donde pasa el agua o líquido refrigerante, soldados entre sí de tal manera que forman unas ondulaciones, o bien van separados siendo sostenidos por unas finas chapas de latón, las cuales dan rigidez a los pasos hexagonales del aire formando un falso panal.

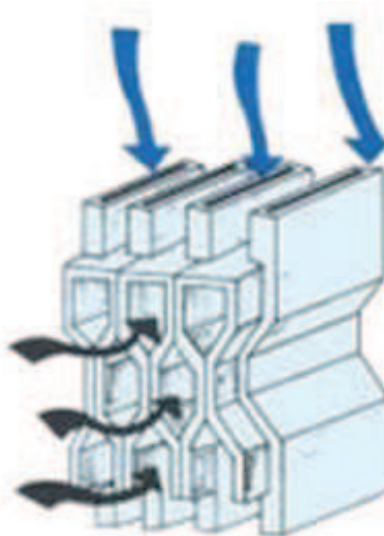


Fig. 19 Radiadores de láminas de agua

1.2.5.6.3 Variables para el diseño de radiadores

Para realizar un diseño de radiadores, objetivo de principal del presente proyecto, se tienen que tomar variables como la temperatura del diseño, la presión de diseño, la pérdida de carga en lo que respecta a los fluidos.

Al trabajar con fluidos, en este caso anticongelante, se deben saber las propiedades físicas de estos, densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad con las curvas de enfriamiento.

Se define por su parte caudales: temperatura y enfriamiento.

Muy importante también destacar la geometría del radiador y materiales con el que se va a fabricar, por supuesto también, propiedades físicas de esos materiales.

Ya por último se hacen cálculos térmicos, se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor, y así llegamos a determinar el área de intercambio necesaria.

1.2.5.7 SENSOR DE TEMPERATURA

Su objetivo es conocer la temperatura del motor a partir de la temperatura del líquido refrigerante del mismo, informando a la unidad de control para que regule la mezcla y el momento de encendido del combustible.

El sensor de temperatura del motor se encuentra situada próximo a la conexión de la manguera del agua del radiador.

La falla de este sensor puede causar diferentes problemas, como problemas de arranque ya sea con el motor en frío o en caliente y consumo excesivo de combustible.

Puede ocasionar además que el ventilador este continuamente encendido o bien problemas de sobrecalentamiento del motor.



Fig. 20 Sensor de temperatura

El sensor de temperatura es una resistencia (termistor) que, en función de la temperatura, deja pasar o no una corriente eléctrica más o menos intensa, esta variación de corriente hace desviar la aguja del indicador de temperatura del tablero del conductor.

1.2.5.8 TUBERÍAS Y MANGUITOS DE UNIÓN

Los elementos del sistema de refrigeración están unidos por las tuberías, mangueras o manguitos por los cuales pasa el líquido refrigerante.

La cantidad de manguitos puede variar dependiendo el tipo de vehículo, si incluye o no calefacción, si es de cambio manual o automático, pero en general y para los elementos mencionados en el apartado anterior, se tienen manguitos que siempre se deben instalar para la correcta unión de los elementos del circuito.

A continuación se muestra un sistema de refrigeración donde podemos apreciar los manguitos más habituales:

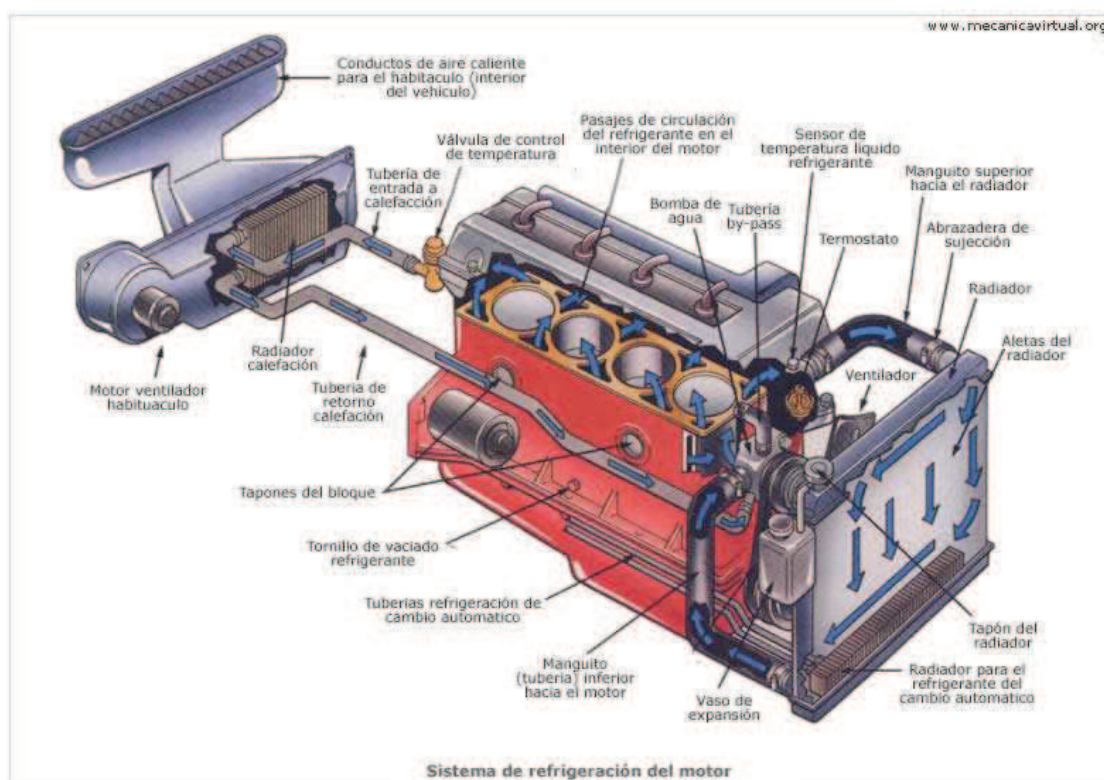


Fig. 21 Configuración de tuberías y manguitos de unión

Si empezamos por la bomba, que es elemento encargado de impulsar el líquido refrigerante hacia las demás partes del motor, tenemos que el refrigerante sale de la bomba impulsado hacia las camisas de los cilindros, pasa de su parte inferior a la parte superior refrigerando las cabezas de cilindros y válvulas y vuelve a la zona donde se encuentra interconectada la bomba con el termostato y con la tubería de entrada a la calefacción.

Si el líquido aún no supera la temperatura óptima de refrigeración el termostato permanecerá cerrado, de esta manera el líquido refrigerante que viene de absorber el calor del motor sin llegar a esa temperatura óptima llega a la bomba y ésta lo envía otra vez a refrigerar los cilindros y demás.

Pero si el líquido ya ha superado la temperatura óptima de funcionamiento, el termostato se abre y el refrigerante pasa a través de la tubería o manguito superior del radiador al radiador, donde se refrigera y vuelve a la bomba por el manguito inferior del radiador hacia la bomba para empezar de nuevo a refrigerar el motor.

En este caso en concreto tenemos un radiador para el refrigerante de la caja de cambios automática con sus correspondientes tuberías hacia la caja de cambios.

Por otra parte si el sistema está dotado de calefacción (hoy en día en todos los nuevos vehículos), nos encontramos con las tuberías de ida y vuelta hacia el radiador de la calefacción.

Queda sólo hacer referencia al manguito o tubería que une el radiador con el vaso de expansión, y a la tubería de evacuación de vapores y aire (bypass) que une la bomba con la tubería de retorno de refrigerante caliente hacia el termostato.

Los materiales que se utilizan para hacer los manguitos utilizados en automoción están hechos de caucho reforzado de fibras metálicas, también se utilizan manguitos de silicona y manguitos metálicos, así se asegura una resistencia a vibraciones, a aumentos y reducciones de temperaturas para un correcto funcionamiento del circuito de refrigeración. Todas las uniones poseen juntas de caucho o similares para asegurar la estanqueidad del circuito.



Fig. 22 Ejemplo de manguitos de goma

1.2.5.9 LÍQUIDO REFRIGERANTE

El agua sería el líquido refrigerante más utilizado por ser el líquido más estable y económico, pero tiene ciertas propiedades que no son de ayuda para el sistema de refrigeración.

- A temperatura de ebullición es muy oxidante y ataca las partes metálicas en contacto con ella.
- Por su dureza representada por la cal, precipita gran cantidad de sales calcáreas obstruyendo canalizaciones y también el radiador.
- Otra propiedad del agua es que por debajo de 0 °C se solidifica aumentando su volumen, lo cual puede producir daños en las tuberías.

Para evitar estos inconvenientes se mezcla el agua (destilada), con anticongelante (glicol), bórax (2-3) para evitar la corrosión, antiespumante y colorantes, obteniéndose como resultado una mezcla capaz de:

- Disminuir el punto de congelación del agua hasta -30 °C según su concentración.
- Evitar la corrosión de las partes metálicas por las circula.
- Aumentar la temperatura de ebullición del agua para evitar su vaporización en circuitos que trabajan por encima de los 100 °C.

El principal aditivo del anticongelante, es el compuesto de glicerina y alcohol (glicol), ya que el punto de congelación se determina por la concentración de este elemento.

Mezcla de % de anticongelante con agua.

Anticongelante puro (%)	Punto de congelación (° C)
20	- 10
33	- 18
44	- 30
50	- 36

Fig. 23 Punto de congelación según concentración anticongelante

1.2.6 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN - CALEFACCIÓN

En el estudio del sistema de refrigeración se debe incluir el sistema de calefacción, puesto que éste utiliza el líquido refrigerante a alta temperatura que sale del motor para calentar el habitáculo del vehículo.

En la siguiente imagen se ve, al igual que alguna de las anteriores, la unión de los dos sistemas.

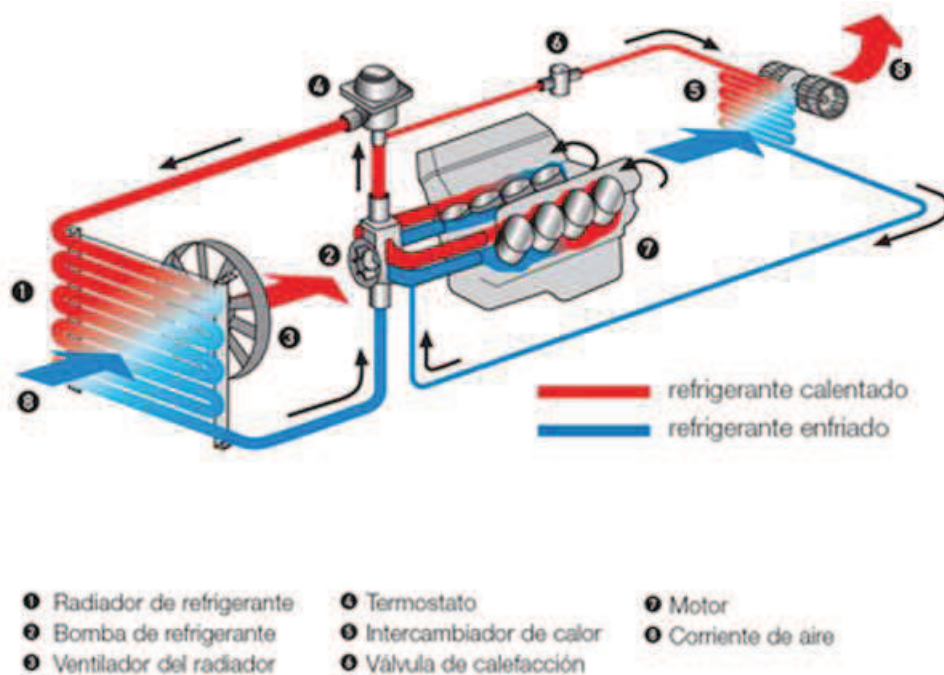


Fig. 24 Sistema de refrigeración con calefacción

Pues bien, el sistema de calefacción afecta directamente al funcionamiento del sistema de refrigeración.

La calefacción es algo que hoy en día se encuentra en la totalidad de los vehículos para el confort térmico del habitáculo, su funcionamiento es muy sencillo y se basa en la derivación del líquido refrigerante del motor, que transporta el calor desprendido por la explosión, y mediante un intercambiador de calor llamado *radiador de calefacción*, lo transmite al aire que entra en el habitáculo.

El intercambio se realiza por conducción, al entrar en contacto el aire con las aletas del radiador.

Sin embargo, este intercambio no se produce inmediatamente, ya que el líquido de refrigeración tarda entre dos y cuatro minutos en alcanzar una temperatura adecuada (55°C). Las nuevas motorizaciones, que mejoran el rendimiento térmico (motores con inyección directa, intercooler), incrementan este tiempo aún más, por lo que se están introduciendo sistemas nuevos para conseguir calefacción durante esos primeros minutos. Se trata de las resistencias de calefacción eléctricas.

Los circuitos de refrigeración están diseñados teniendo en cuenta la alta capacidad de disipación de calor del radiador de calefacción. Por lo tanto, bajo ningún concepto se podrá desconectar dicho radiador si está defectuoso, por mucho que no se necesite la calefacción, caso de países cálidos.

La regulación de la calefacción se realiza normalmente actuando sobre la trampilla de mezcla, que mezcla las proporciones de aire caliente y frío demandadas por el usuario. Sin embargo, ciertos vehículos de alta gama están equipados de reguladores de caudal de líquido refrigerante.

1.2.6.1 ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Los elementos a mencionar para el sistema de calefacción son:

- El radiador de la calefacción que es un intercambiador de calor pequeño situado debajo del panel de instrumentos del vehículo, se encarga de transmitir por conducción el calor absorbido del líquido refrigerante al aire que entra al habitáculo.

- El motor que impulsa aire al habitáculo y el consiguiente ventilador. En la actualidad va acoplado el radiador del sistema de refrigeración con el condensador del aire acondicionado, utilizándose para enfriar el líquido que atraviesan ambos intercambiadores de calor, el mismo ventilador y pueden también tener cada uno un ventilador propio, y en la parte trasera del salpicadero se encuentra dicho motor con un ventilador que hace atravesar el aire del exterior hacia el habitáculo pasando este por el radiador de la calefacción y por el evaporador del aire acondicionado.
- La válvula de la calefacción o válvula de control de temperatura, es la encargada de hacer pasar más o menos refrigerante hacia el radiador de calefacción, su acción está controlada por el pasajero desde los instrumentos del tablero dedicados a la calefacción.
- Por último tenemos las dos tuberías que unen el radiador de la calefacción, con el resto de elementos del sistema de refrigeración. La que lleva el refrigerante caliente, va desde el termostato hacia el radiador de calefacción y la que trae de regreso el refrigerante caliente, sale del radiador de la calefacción y llega a la bomba del líquido refrigerante.

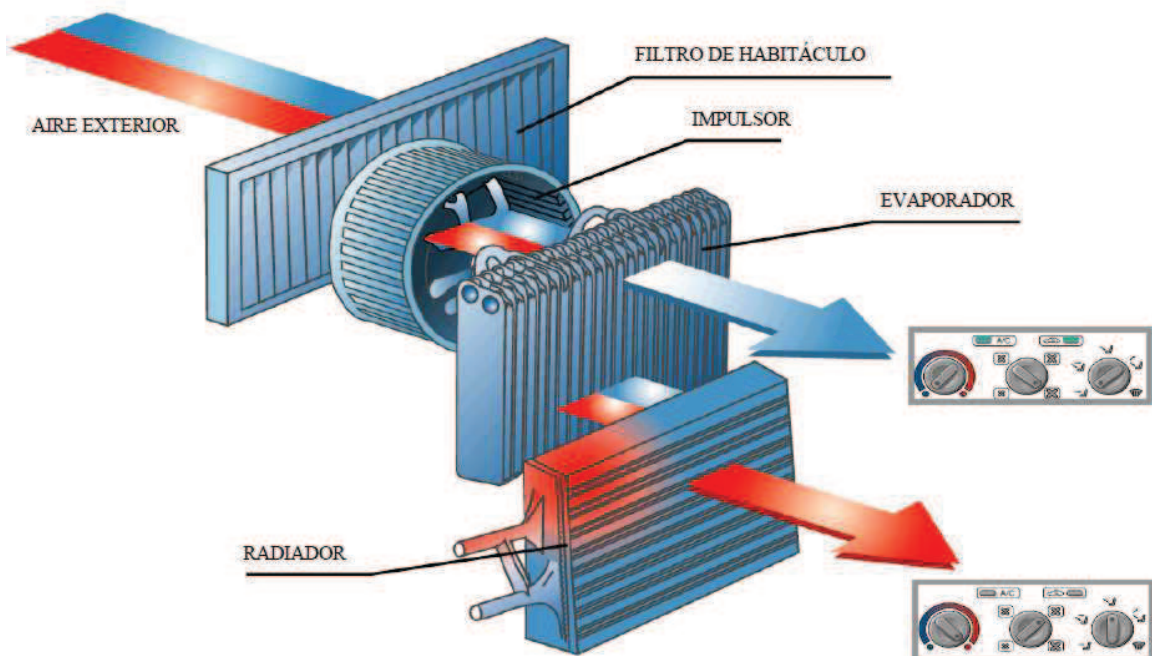


Fig. 25 Esquema del sistema de calefacción para el habitáculo

Como se ve en la imagen el conjunto del aire acondicionado con el de calefacción tienen en común que el mismo impulsor (motor mas ventilador), sirve para enviar aire frio y caliente al habitáculo.

El que llegue aire caliente o frio depende del movimiento de las ruedecillas del panel de instrumentos y de la regulación de las trampillas que hay dispuestas en el circuito de aire instalado debajo del salpicadero, por señales electrónicas o mecánicas.

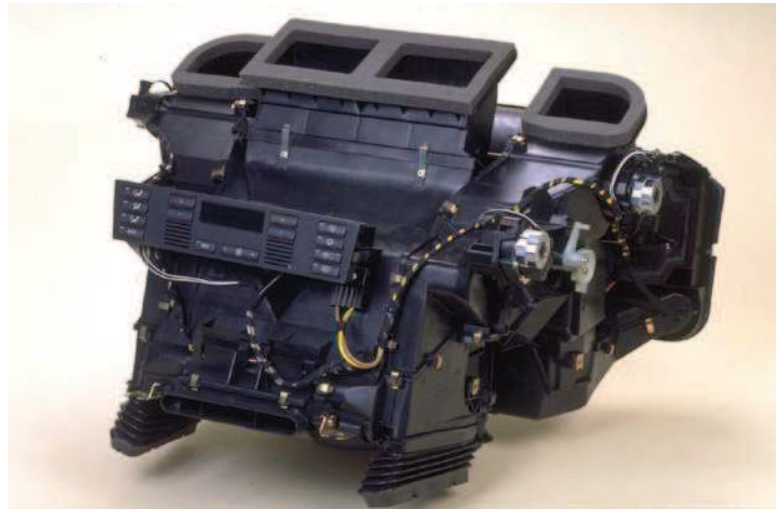


Fig. 26 Conductos de aire acondicionado y calefacción

El siguiente esquema es una representación del sistema de trampillas que se pueden encontrar en un sistema de calefacción con aire acondicionado integrado.

Dependiendo de cuál de ellas se abre, en el habitáculo tendremos aire frío o caliente, ya sea aire circundante para el parabrisas, o para el pasajero directamente o para los pies dependiendo de la acción que se haga sobre los controles en el tablero de instrumentos.

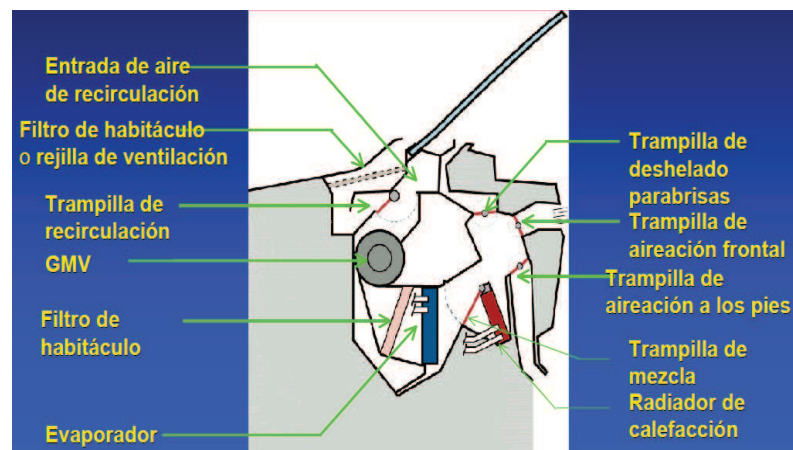


Fig. 27 Sistema de calefacción y aire acondicionado detrás del tablero de instrumentos

1.3 EL RADIADOR COMO UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO

Dentro de los tipos de intercambiadores de calor existentes, el radiador se identifica como un intercambiador de calor de flujo cruzado.

En este tipo de intercambiadores, las corrientes circulan en direcciones perpendiculares, en este caso la corriente caliente de líquido refrigerante circula por los tubos, y la corriente fría de aire circula en dirección perpendicular.

En cuanto a la efectividad de este tipo de intercambiadores, se encuentra en valores intermedios entre los intercambiadores de flujo paralelo y de contracorriente.

Ambas corrientes pueden estar sin mezclarse, y por otro lado una corriente puede estar sin mezclarse. En la siguiente imagen se ve los dos tipos de intercambiadores de flujo cruzado:

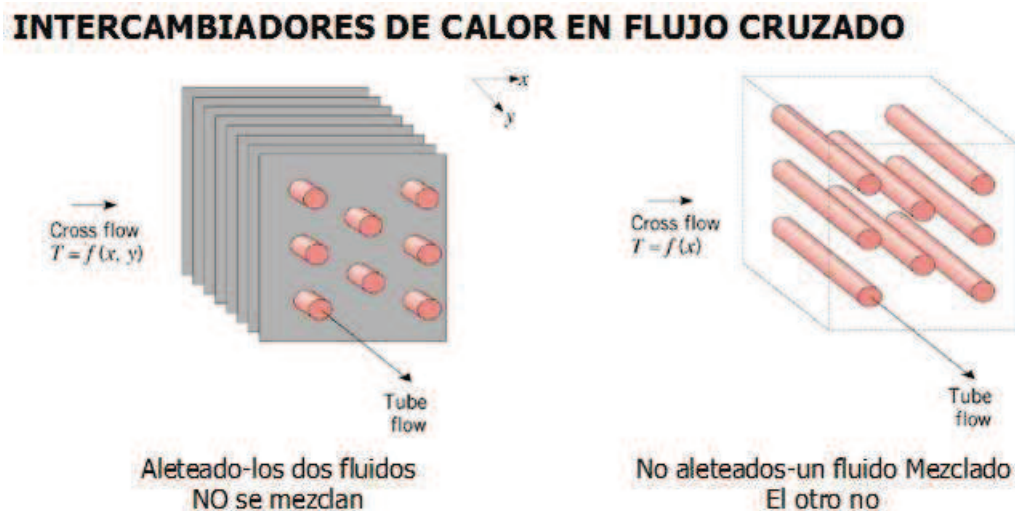


Fig. 28 Esquema de intercambiadores de calor de flujo cruzado

Un radiador de automóvil se encuentra dentro del tipo de intercambiadores de calor de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclarse.

1.3.1 FÓRMULAS Y MÉTODOS DE CÁLCULO EMPLEADOS

En este capítulo no se incluirán las fórmulas mencionadas en cada apartado, es solo una manera de resumir lo que hará falta calcular.

Dichas fórmulas vienen definidas en el documento de cálculos del presente proyecto.

Para realizar los cálculos necesarios para un intercambiador de calor de flujo cruzado, se debe tener en cuenta:

a) El área de superficie de transferencia de calor

Para el cálculo de las áreas se utilizará la geometría de las partes implicadas del intercambiador.

b) Flujos másicos de aire y líquido

El cálculo del flujo másico de aire vendrá determinado por la densidad del aire, la velocidad del mismo y la superficie de contacto del aire con el intercambiador.

De la misma manera, el flujo másico se calculará utilizando la densidad del líquido refrigerante, la velocidad y el área por la cual entra líquido al intercambiador.

c) Coeficientes de película de superficies con los fluidos circundantes

Para el cálculo de los coeficientes de película, se utilizará fórmulas típicas utilizados en transferencia de calor por convección, para ello se tendrá que calcular el número adimensional de Reynolds, los números de Nusselt dependiendo de si el flujo es laminar o turbulento, se debe conocer la conductividad térmica de los fluidos en cuestión y se debe conocer el diámetro hidráulico.

d) El coeficiente global de transferencia de calor

Con unos rápidos cálculos de áreas de contacto del intercambiador con el fluido caliente y frío, la conductividad del material del que están contruidos los tubos del intercambiador, el espesor de los mismos y los coeficientes de película, se obtendrá el valor de este parámetro.

e) La efectividad

Para la efectividad se utilizará una relación entre diferencias de temperaturas de entrada y salida tanto de líquido como de aire y las capacidades caloríficas del aire y del líquido refrigerante, junto con la determinación del número NUT y con la ayuda de las gráficas que relacionan efectividad y el número NUT que figura en los anexos.

f) La energía térmica disipada

Para este parámetro, además de utilizar el valor del coeficiente global de transferencia de calor, el área de contacto entre el intercambiador y el fluido caliente se utilizará un método llamado Método por factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica.

Dicho factor de corrección se conoce como F, y viene determinado por los números P y R obtenidos de ciertas relaciones entre las temperaturas de entrada y salida del líquido, después de conocer los valores de P y R, se utilizará una gráfica de la bibliografía citada al final de este proyecto para determinar el valor del factor F.

g) La caída de presión en el intercambiador

El cálculo de este último parámetro es necesario para la simulación y es interesante conocerlo para ayudar a conocer los efectos que producen esas diferencias de presión principalmente de resistencia aerodinámica.

Para obtenerlo se hará uso de fórmulas de Mecánica de Fluidos. Agüera Soriano
Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas

1.4 DESCRIPCIÓN DE LO PROYECTADO Y CONDICIONES

1.4.1 DISEÑO PROYECTADO

Como ya se describió en el objetivo, el presente proyecto se centra en un diseño y una comparativa de radiadores para vehículos automóviles y para fórmula 1, para realizarlo se ha utilizado como base lo ya conocido hoy en día, el programa de diseño Catia V5R19, los cálculos correspondientes se han hecho mediante fórmulas empíricas y también con la ayuda de un programa de simulación en CFD, en este caso Ansys CFX, para los planos se utilizará Autocad 2009.

1.4.2 CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones a tener en cuenta son las siguientes:

- El presente radiador se ha hecho de manera similar a lo ya existente puesto que en el mercado ya existe una gran variedad, lo más fácil sería pedir un radiador antes que diseñar uno propio, pero los objetivos de este proyecto son más para comparar dichos radiadores y orientativos al diseño de radiadores para las nuevas tecnologías que van surgiendo día a día.
- Los resultado de los cálculos realizados más adelante, se deben tomar de manera más cualitativa que cuantitativa, puesto que para llegar a soluciones meramente reales se necesitaría realizar ensayos en bancos de pruebas, simulaciones en túneles de viento, aparatos cuya construcción se haga precisamente para el diseño de radiadores, etc. No se dispone de los elementos necesarios para realizar un diseño de tales magnitudes, pero sí que se puede hacer cálculos que den una idea de cómo sería tal diseño real y describir pautas necesarias para hacerlo.

1.5 DESCRIPCIÓN DE VEHÍCULOS A UTILIZAR

Este apartado es solo orientativo, aunque se ha utilizado los siguientes vehículos para coger ciertos datos de ellos que se utilizarán en los cálculos y en la posterior comparativa, este proyecto se podría aplicar a cualquier vehículo motorizado.

Se van a utilizar dos tipos de vehículos, un vehículo utilitario y un monoplaza de competición (fórmula 1).

A continuación se describe rasgos importantes de cada uno de ellos, aunque realmente lo que interesa son las características que afectan al sistema de refrigeración.

1.5.1 VEHÍCULO UTILITARIO

El vehículo utilitario que se va utilizar es el Ford Fiesta 1.4 TDCi del año 2007.



Fig. 29 Ford Fiesta 1.4 TDi 2007

Este vehículo posee una potencia de 68 CV (50 KW) a 4000 rpm, es un motor de 4 cilindros que proporciona un par motor a 2000 rpm de 160 Nm.

La carrera es de 82 mm y la cilindrada exacta es de 1399 cc.

El diámetro del cilindro es 73,7 mm.

El circuito de refrigeración es el siguiente:

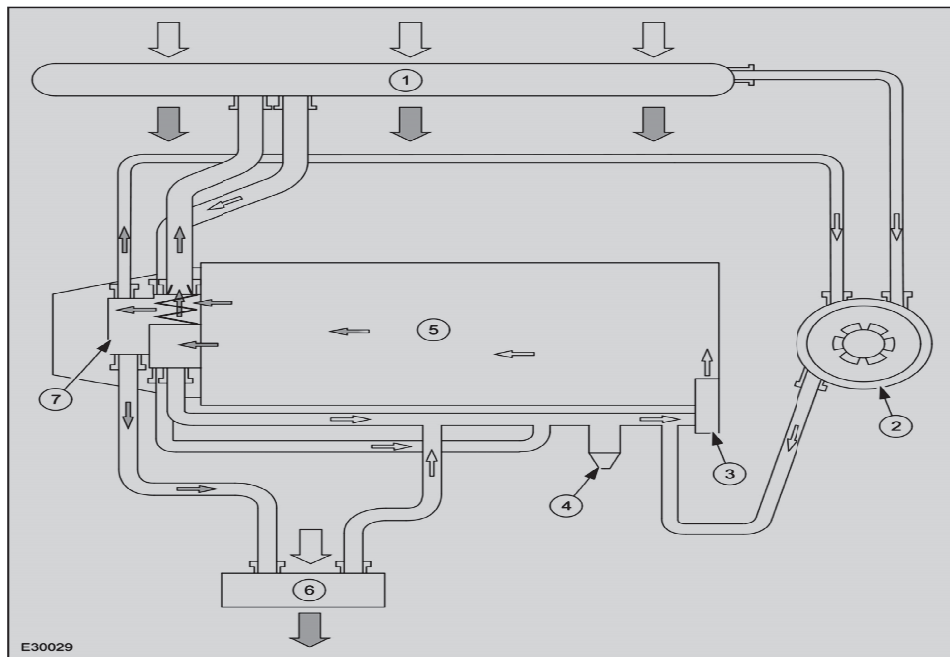


Fig. 30 Sistema de refrigeración del Ford Fiesta

Los elementos principales y numerados en la imagen se corresponden con:

- 1: Radiador 2: Depósito de expansión 3: Bomba de líquido refrigerante
4: Calefactor de bloque 5: Bloque motor 6: Radiador calefacción 7: Termostato

El recorrido que realiza el líquido refrigerante empieza desde la bomba (3), la bomba envía líquido refrigerante al bloque motor (5), absorbiendo el calor de las partes calientes, va hacia el termostato (7), el cual está conectado al depósito de expansión, a la bomba y al radiador, si la temperatura del refrigerante que sale del motor no es la óptima, el termostato no se abre y ese líquido pasa a la bomba y empieza de nuevo el ciclo, también estará pasando líquido hacia el radiador de la calefacción (6), si la temperatura del líquido saliente del motor es superior a la óptima el termostato se abre y el líquido va hacia el radiador (1) para ser refrigerado, después de su paso por el radiador vuelve a la bomba para empezar el ciclo nuevamente.

Las conexiones se aprecian bien en la imagen y no hay necesidad de explicarlas.

Como líquido refrigerante se utiliza el Anticongelante Motorcraft Super Plus 2000 con especificación WSS-M97B44-D, el cual permanece líquido a -25°C , posee una densidad de $1,016 \text{ kg/m}^3$ a 15°C , con un porcentaje de anticongelante puro del 50%.

El volumen total de líquido refrigerante del circuito, incluido el circuito de calefacción y vaso de expansión es de 5,5 litros.

La presión a la cual se encuentra el líquido refrigerante se mira en el radiador y debe estar en torno a los 140 kpa (20 psi) y la presión de descarga del tapón del depósito de expansión del refrigerante entre 120°C y 150°C se debe encontrar entre 17 y 21 psi.

1.5.2 MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

Como se sabe, los monoplazas de Fórmula 1 están bajo reglamento técnico en cuanto a tipo de motor, cilindrada, cantidad de cilindros, número máximo de revoluciones del motor, voltaje de tensión, masa, chasis, etc.

Al estar muy bien regulados los sistemas que posee un fórmula 1, prácticamente se van encontrar prestaciones parecidas en todos ellos, ya que las pequeñas diferencias que presentan son características únicas de cada constructor.

De acuerdo con lo anterior, cualquier monoplaza sirve de ejemplo para más adelante poder realizar los cálculos pertinentes, las características del monoplaza junto con el motor se detallan a continuación:

El monoplaza en cuestión es un motor FERRARI 049, posee 10 cilindros en V, un diámetro de cilindro de 100mm , una carrera de 41.4mm, una cilindrada de 2397 centímetros cúbicos, una relación de compresión de 12, una potencia máxima de 593 kW a 17500 r.p.m, y un par máximo de 350Nm a 15500 r.p.m.



Fig. 31 Modelo del Ferrari 049

Como todos los fórmulas 1, posee dos circuitos de refrigeración, uno para el aceite de la transmisión y otro para absorber el calor generado en los cilindros debido a la combustión, que es el que en este proyecto interesa.

Cabe resaltar que dicho circuito no posee ventiladores para aumentar el flujo de aire hacia los radiadores que en este caso son dos, distinto del caso de los vehículos utilitarios y demás, esto se hace por la no necesidad de acoplar ventiladores porque es suficiente con el flujo de aire que llega al radiador provocado por las altas velocidades a las que llega dicho vehículo de competición, en términos medios se habla de 200 km/h toda la carrera, pero también se hace para mejorar la aerodinámica, algo totalmente importante en los vehículos de competición.

Por otra parte, la falta de ventiladores ocasiona desventajas para velocidades bajas de circulación, algo que tienen muy en cuenta los constructores en las distintas carreras del campeonato.

El uso de dos radiadores se debe a que la cantidad de calor que se genera en el motor es enorme, teniendo en cuenta que la aerodinámica del vehículo de fórmula 1 está diseñada de tal manera que permite el paso del aire circundante a través del monoplaza para así ayudar a la refrigeración de las partes.

Los radiadores encargados de recoger el calor del motor se encuentran en los laterales del conductor, y el encargado de refrigerar el aceite de la transmisión se encuentra por encima de la cabeza del conductor.

1.6 INFLUENCIA DE LOS RADIADORES EN LA AERODINÁMICA

1.6.1 INTRODUCCIÓN

La aerodinámica es la rama de la mecánica de fluidos que estudia las acciones que aparecen sobre los cuerpos sólidos cuando existe un movimiento relativo entre estos y el fluido que los baña.

Basa su teoría en el cálculo de las fuerzas y momentos que actúan sobre el cuerpo sólido y son de importancia para dicho cálculo las propiedades del fluido, como pueden ser la viscosidad, la presión, la velocidad y temperatura.

El movimiento relativo entre el sólido y el fluido que lo baña, produce una fuerza en sentido opuesto a la velocidad relativa entre el sólido y el fluido, ésta fuerza se conoce con el nombre de resistencia aerodinámica y es la que se opone al avance del vehículo.

Pues bien, a la hora de diseñar cualquier tipo de vehículo, es primordial reducir la resistencia aerodinámica.

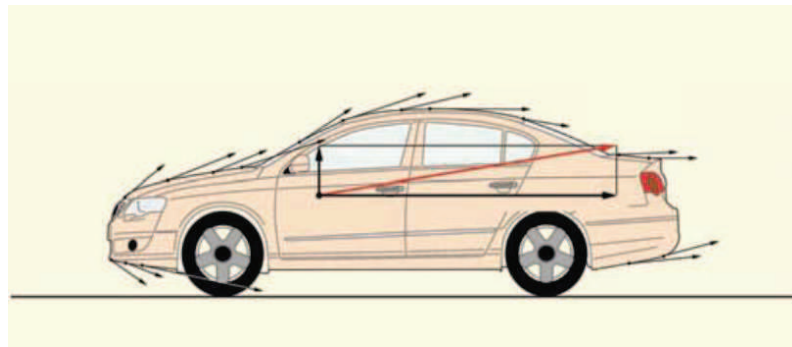


Fig. 32 Líneas de velocidad del aire incidiendo con el vehículo

Como se ve en la imagen anterior, no es igual el sentido ni la dirección de las líneas de velocidad del vehículo. Tampoco es igual la presión que ejerce el aire sobre el vehículo, tal y como se observa en la siguiente imagen:

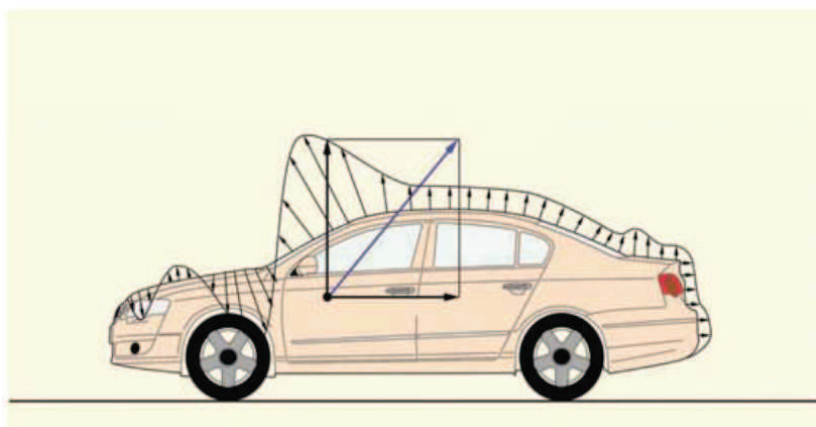


Fig. 33 Líneas de presión que ejerce el aire sobre el vehículo

1.6.2 DETERMINACIÓN DE LA UBICACIÓN DE LOS RADIADORES EN LOS VEHÍCULOS

Pues bien, la ubicación de los radiadores juega un papel determinante para conseguir los efectos de refrigeración deseados y también tiene influencia sobre la aerodinámica del vehículo obviamente.

Puesto que el objetivo a conseguir por el radiador es refrigerar lo máximo posible el líquido refrigerante que lo atraviesa, el diseñador se ve obligado a buscar la posición en la cual consiga dicho objetivo y dejar para análisis secundario la reducción al mínimo, de la resistencia aerodinámica que dicha ubicación puede producir.

En principio y como se ve en los cálculos, se ha tomado una dirección de la velocidad del aire, perpendicular al radiador, de esta manera se consigue que el aire atraviese de mejor manera las paredes del radiador, si la dirección no fuese perpendicular, las partículas en movimiento del aire, primero chocarían con las paredes (aletas y superficies de los tubos) y luego se encaminarían a través para salir de dichas paredes, esto provocaría, primero, que las partículas de aire que chocan con las paredes de las aletas y tubos del radiador favorezcan más fácilmente el daño de las mismas y segundo, que la refrigeración se produzca más lentamente.

De manera ideal, la dirección de la velocidad de las partículas de aire es la perpendicular a la superficie frontal del radiador.

De esta manera, la ubicación del radiador en cualquier vehículo, debe ir en la zona en que la velocidad del aire incida perpendicularmente sobre el vehículo y su colocación será perpendicular a dicha dirección.

Dicha zona se determina observando la Fig. 32, las líneas de velocidad tienen distintas direcciones a lo largo de todo el vehículo y la zona en la que las líneas son perpendiculares al vehículo es la FRONTAL.

Esto para el caso de un vehículo utilitario, también tener en cuenta que el radiador se debe encontrar lo más cerca del motor, por las razones explicadas anteriormente.



Fig. 34 Vehículo utilitario sometido a túnel de viento

Para vehículos más potentes, en los cuales las necesidades de refrigeración impliquen la instalación de dos radiadores se sigue la misma condición y se ubican los dos radiadores en la parte delantera del vehículo.

En el caso de los monoplazas de fórmula 1, se debe tener las mismas consideraciones.

1.6.3 INFLUENCIA DE LA UBICACIÓN DE LOS RADIADORES EN LA AERODINÁMICA

Para que los efectos de la resistencia aerodinámica sean mínimos, se construye la parte delantera de los vehículos, incluyendo vehículos de competición, de tal manera que se reduzca el área frontal de incidencia con el aire aumentando la inclinación del capot para intentar que el flujo de aire se adhiera al capot (Fig. 34), teniendo en cuenta la visibilidad correspondiente que debe tener el conductor.

Ya se había dicho que la ubicación del radiador debe ser frontal, pues bien, además de la ubicación frontal debe estar lo más cerca posible del suelo para favorecer los objetivos aerodinámicos.

En el caso de los monoplazas de fórmula 1, se tiene la misma consideración.

1.7 HERRAMIENTAS DE DISEÑO Y SIMULACIÓN CON CFD

Para el diseño de un radiador, además de los cálculos hechos a mano con calculadora científica, en este proyecto se utilizará programas informáticos específicos para el diseño de piezas y también, programas informáticos utilizados para simulaciones de procesos, ya sean de cálculo de fuerzas a las que está sometido un cuerpo, mezclas de líquidos, transferencia de calor, etc.

1.7.1 DISEÑO DEL CONJUNTO CON CATIA V5R19 Y FIGURAS GEOMÉTRICAS CON AUTOCAD



Fig. 35 Logotipo de Dassault Systems para CATIA

Para realizar el diseño en tres dimensiones en este proyecto se hará uso del software informático CATIA V5R19 que es un programa muy completo y estudiado a lo largo de la carrera para el diseño de piezas y el ensamblaje de conjuntos, también se puede realizar planos.

Para realizar los planos se utilizará Catia y si es necesario se recurrirá a la ayuda de Autocad versión 2009.

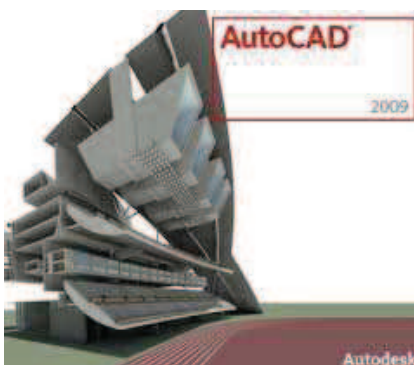


Fig. 36 Logotipo de Autocad 2009

Autocad, en este caso se utilizará principalmente para realizar las figuras necesarias para con sus dimensiones y formas, para ayudar a la comprensión de los cálculos que se realizarán a mano, por su facilidad para dibujar formas y acotarlas.

En este proyecto se utilizará la versión 2009, pero se podría utilizar cualquier versión.

1.7.2 SIMULACIÓN CON CFD. ANSYS CFX

Después de haber realizado los cálculos necesarios y realizar el diseño correspondiente en CATIA se utilizará Ansys Workbench, dentro de Ansys Workbench se utilizará el módulo Meshing para mallar los elementos del diseño que serán sometidos a simulación y luego se pasará a Ansys CFX para simular el radiador o los componentes de él que tienen relevancia en la transferencia de calor.

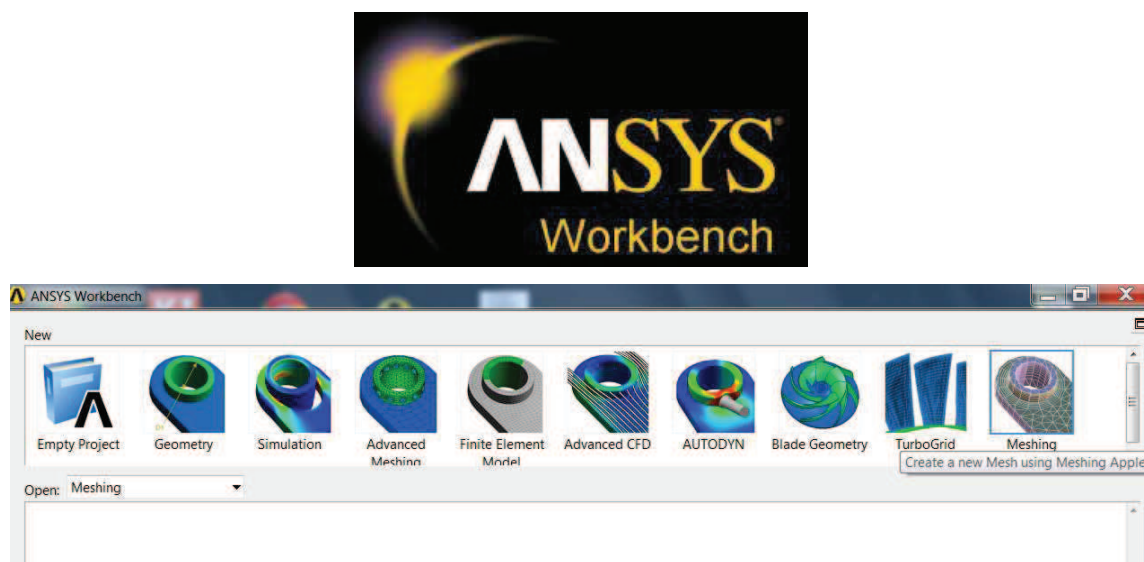


Fig. 37 Ansys Worbench. Pantalla inicial

Ansys CFX es una herramienta muy potente de CFD (Dinámica de Fluidos Computacional).



Fig. 38 Logotipo de ANSYS CFX

En la actualidad en muchos campos es imposible recurrir a soluciones analíticas debido a la tremenda complejidad de los sistemas que estudia la dinámica de fluidos, por lo que se recurre a soluciones numéricas que pueden ser computadas por ordenadores. Surge así una rama de la dinámica de fluidos denominada Dinámica de Fluidos Computacional, o CFD, que se basa en aproximaciones numéricas de las ecuaciones físicas empleadas en la dinámica de fluidos con lo que se puede obtener resultados muy buenos para mezcla de fluidos, transferencia de calor, cálculo estructural de conjuntos, etc.

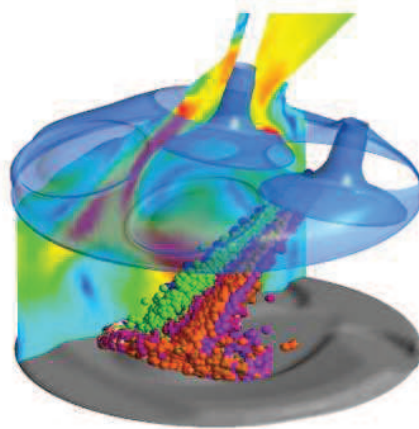


Fig. 39 Representación de la mezcla de fluidos dentro de un cilindro

Para realizar la simulación con ANSYS CFX previamente se tendrán que calcular a mano parámetros necesarios que requiere el programa, concretamente se tendrá que calcular flujos másicos de entrada del aire y del líquido refrigerante, coeficientes de película entre el líquido refrigerante y la pared del tubo y entre el panel del radiador y el aire, diferencia de presión entre la entrada y salida del líquido refrigerante y del aire respectivamente, energía disipada por unidad de longitud del tubo, las dimensiones de los elementos utilizados para la simulación, propiedades físicas del aire y del líquido refrigerante.

ANSYS CFX al igual que otros programas de simulación cuenta con tres secciones claramente diferenciadas.

- CFX – Pre, ó preprocesador, en donde se introducir todas las condiciones que afectan a la simulación, cómo los dominios que interactúan en la misma, propiedades de materiales a utilizar, condiciones de contorno o Boundary Conditions, flujos másicos de entrada y salida, temperaturas y presiones iniciales, coeficientes necesarios, etc.

- CFX – Solver, ó procesador, que se encarga de procesar toda la información y datos introducidos en CFX – Pre y encontrar la solución al problema planteado, en esta fase no se hará nada, el ordenador es el que se encarga de trabajar, puede llegar a tardar desde pocos minutos a varias horas según el tipo de simulación que sea y la complejidad de la misma, las condiciones de ejecución del Solver se meterán en CFX-Pre.
- CFX – Post, ó post-procesador, aquí se podrán obtener tablas, diagramas, mapas de temperatura, líneas de velocidad, mapas de presiones, etc. Necesarias para que el proyectista dé la solución definitiva al problema simulado. Utiliza toda la información que el Solver a conseguido de los datos y condiciones introducidas en el preprocesador.

1.8 CÁLCULOS REALIZADOS

Los cálculos pertinentes realizados en este proyecto que figuran en el Documento 2. Cálculos, se describen a continuación a manera de resumen de los mismos.

- Calor cedido al refrigerante por los dos motores de los dos vehículos descritos en la memoria con las ecuaciones de Taylor y Toong.
- Áreas necesarias de flujos máxicos, coeficientes de película, áreas e contacto con el fluido caliente y frío, coeficientes globales de transferencia de calor, efectividades.
- Análisis de variaciones de velocidad de circulación, temperaturas del aire, tipo de refrigerante, llegando a la determinación final de las dimensiones del panel del radiador. Todo esto con la utilización de Hojas de Cálculo Excel para facilitar la obtención de resultados.
- Simulaciones para varias situaciones distintas en cada vehículo, la correspondiente determinación de la validez para los dos radiadores y la descripción de las dimensiones finales con presiones y temperaturas de trabajo.
- Simulación de una pieza clave en el funcionamiento de un monoplaza de fórmula 1, el pontón, para ver la variación que le produce al aire su ensanchamiento.

1.9 SOLUCIÓN ADOPTADA

1.9.1 GEOMETRÍA Y DIMENSIONES

Después de realizar, todos los cálculos pertinentes sobre las características y propiedades del radiador, y las simulaciones oportunas para distintos casos, se procede en el presente proyecto a presentar la solución adoptada o radiador final para el vehículo utilitario y monoplaza de fórmula 1.

No se hará una distinción para cada tipo de vehículo puesto que ambos radiadores son prácticamente iguales, la única diferencia existente entre ellos es la dimensión final del panel, junto con la junta y la tapa lateral, en el caso del vehículo utilitario, el panel será de 506x396 mm y en el monoplaza de fórmula será de 636x396mm.

Pues bien, la solución final es un radiador de tubos finos, la sección de dicho tubo se puede ver en el Documento 2. Planos, con aletas de forma triangular con redondeos en los extremos para facilitar su fabricación, esto en cuanto al panel del radiador.

En la siguiente imagen se ve el panel del radiador con la tapa lateral, esta tapa sirve para sujetar el radiador al chasis del vehículo.

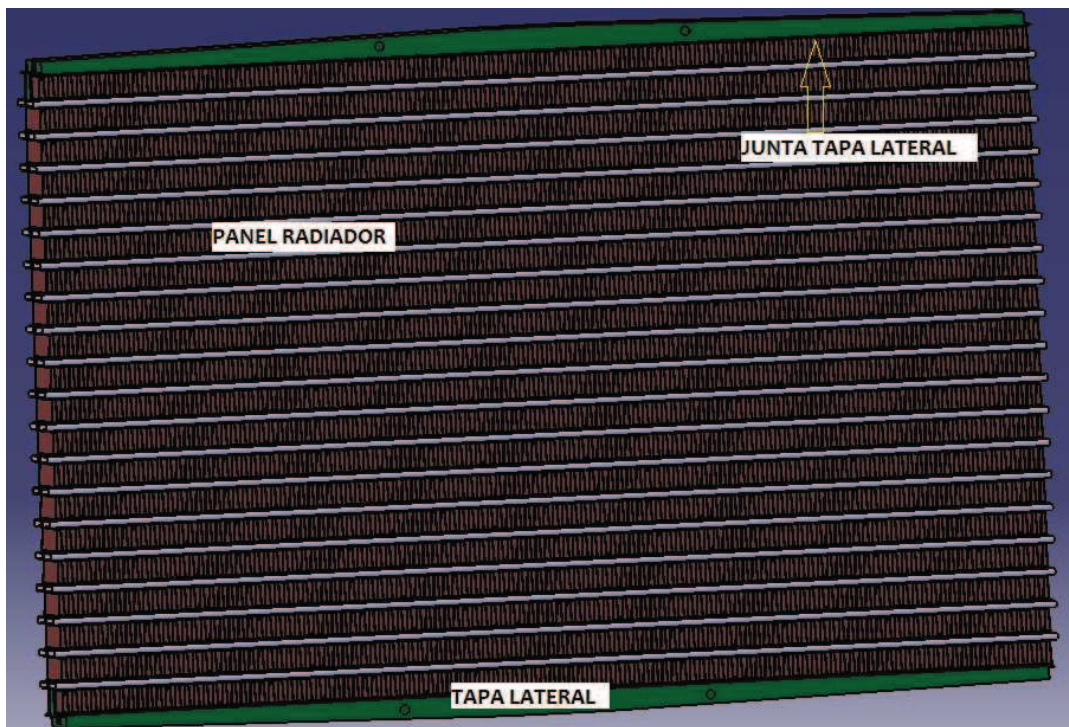


Fig. 40 Panel del radiador

Dichos radiadores poseen dos depósitos, uno de entrada de líquido refrigerante y otro de salida, los depósitos están formados por dos partes, el cabecero que es una placa con un número de agujeros igual al número de tubos que posee el radiador, que sirve para conectar los tubos con los depósitos, y los tapones de los cabeceros que son en sí, el depósito que recibe el fluido refrigerante de los tubos.

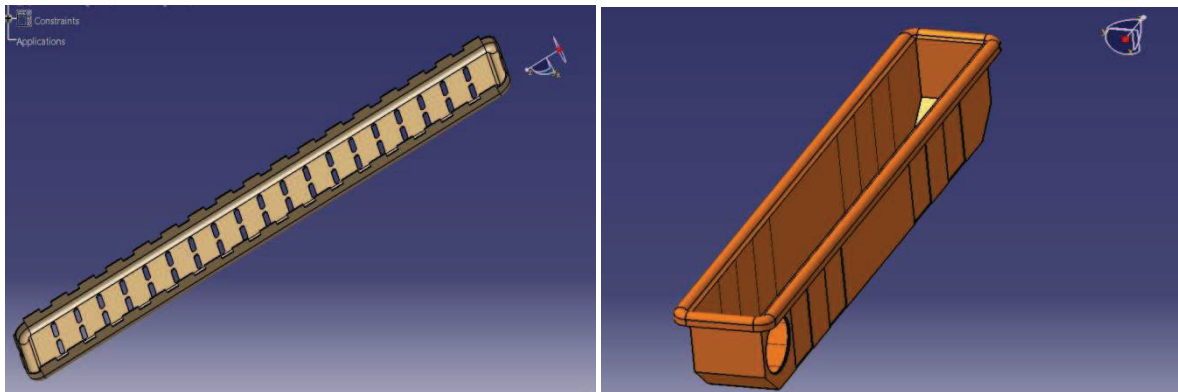


Fig. 41 Cabecero y depósito del radiador final

Para la conexión de los manguitos (de caucho o silicona) con los depósitos, se soldará a los depósitos, un tubo pequeño llamado entrada manguito.

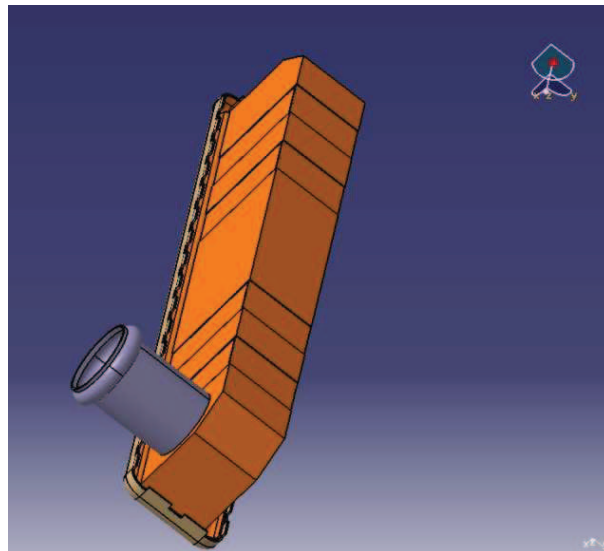


Fig. 42 Unión del tubo del manguito de entrada a los depósitos

A continuación una imagen del radiador en 3 dimensiones diseñado con CATIA V5R19, ensamblado ya con todas sus piezas.

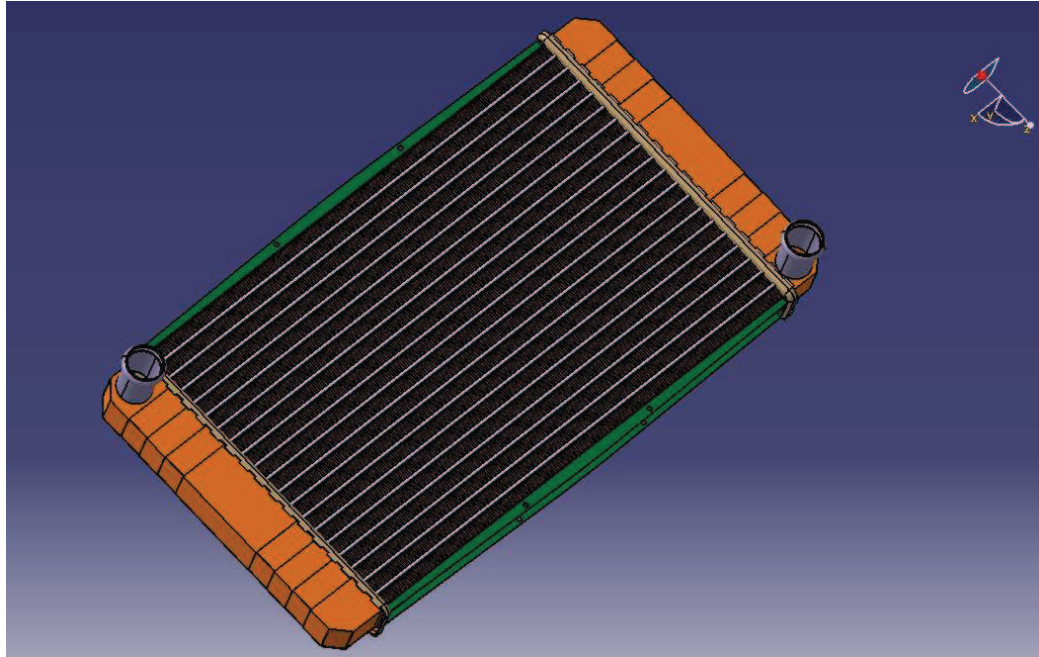


Fig. 43 Representación en CATIA del radiador ensamblado

Y por último una imagen explosionada de cómo debería quedar el radiador después de aplicar los materiales correspondientes y pasar por el proceso productivo, ambas cosas se encuentran definidas en los siguientes apartados.

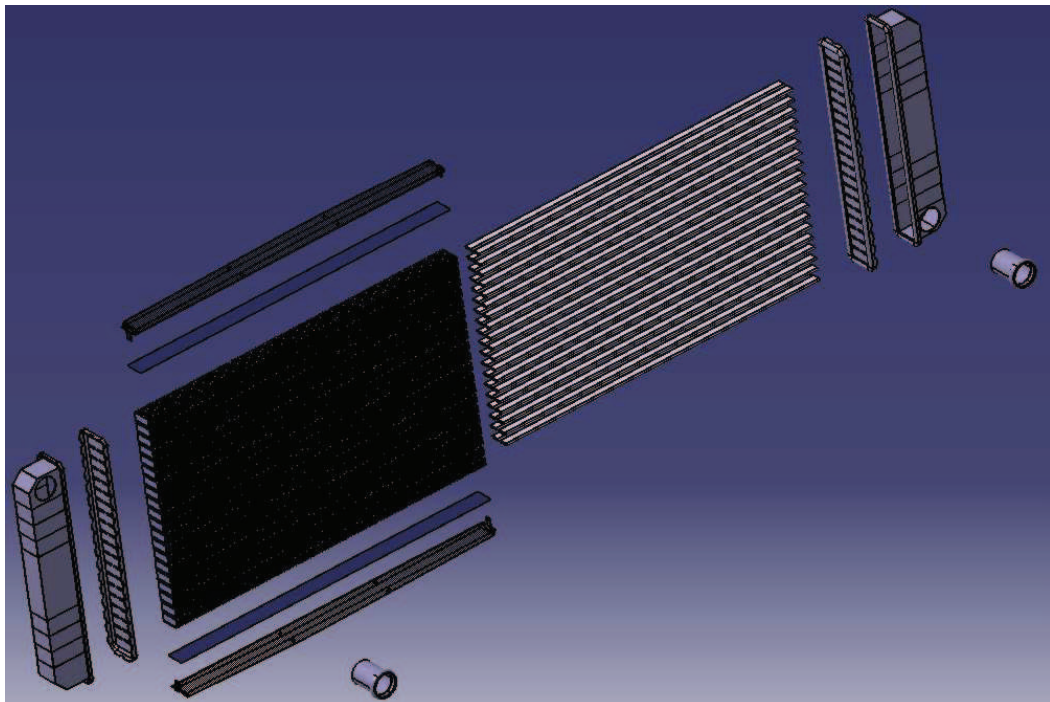


Fig. 44 Representación de la explosión en CATIA del radiador ensamblado

1.9.2 TEMPERATURAS Y PRESIONES DEL CIRCUITO

Con las simulaciones se llegó a dar validez a los radiadores, tanto para el vehículo utilitario, como para el monopla de fórmula 1, esto se hizo cogiendo las temperaturas que daban de salida del refrigerante, calculando la diferencia de temperaturas en el aire, y sacando los resultados, teniendo más relevancia la cantidad de energía disipada.

Luego de dar validez, falta ver con que temperaturas de referencia se realizar los cálculos de nuevo para una solución mucho más aceptable.

Por su parte, las temperaturas de referencia y presiones del circuito, se tomarán de la siguiente manera:

- Temperatura de entrada del radiador del vehículo utilitario = 95°C

Es la que se había tomado para realizar todos los cálculos y las simulaciones, se obtuvo de consultar con un Mecánico.

- Temperatura de salida del radiador del vehículo utilitario = 89,86 °C

Resultado de la situación más normal que se da en vehículos utilitarios (SIMULACIÓN I), se ve que más o menos coincide con la diferencia de temperatura de salida que se había supuesto.

- Presión del circuito = 1,40 bar.

Es una presión adecuada para circuitos de refrigeración de vehículos utilitarios, tomada de la bibliografía.

- Temperatura de entrada del radiador del monopla de fórmula 1 = 110°C

Se obtuvo de consultar con un Mecánico, dato bueno para objetivos prácticos en el caso de un vehículo de competición.

- Temperatura de salida del radiador del monopla de fórmula 1 = 98,6°C
- Presión del circuito = 1,52 bar

Presión del circuito adecuada para vehículos de competición, sacada de la bibliografía.

1.10 MATERIALES UTILIZADOS PARA LA FABRICACIÓN DE RADIADORES

1.10.1 COBRE/LATÓN

Para todos los elementos del radiador se utilizan prácticamente un mismo material con ciertas propiedades distintas dependiendo del elemento.

Al principio se utilizaba, para la fabricación de radiadores, aleaciones de cobre por su gran conductividad térmica y por la simplicidad que demostraba en cuanto a su fabricación y reparación.

Al incrementar la potencia de los motores, como es obvio, también se incrementa la cantidad de calor producida por el motor ($Q(\text{watt}) = 482.11P(\text{cv})$).

La ecuación anterior demuestra que la cantidad de calor en vatios es igual a 482,11 veces la potencia en caballos de vapor, luego se necesita incrementar el área del panel del radiador o buscar la manera de incrementar la eficiencia de los tubos y las aletas para transmitir calor al aire.

Una opción fue aumentar el espesor de los tubos. Fabricantes como General Motors y Ford incrementaron los espesores de los tubos de sus radiadores buscando aumentar la cantidad de calor disipada al aire.

Al principio funcionaron muy bien las técnicas empleadas por los fabricantes. Más adelante surge la necesidad de reducir el peso de los vehículos, lo que daría un incremento de la potencia reduciendo la cantidad de combustible empleada para producirla.

La pregunta es ¿Cómo consigo aumentar el espesor de los tubos de refrigeración, reduciendo el peso y conseguir transmitir al aire la misma cantidad de calor que con los tubos de cobre?

1.10.2 ALUMINIO/PLÁSTICO

La solución adoptada es el aluminio, un material más liviano, resistente, y que después de pruebas y ensayos se comprobó que un radiador de aluminio de las mismas dimensiones que de uno de cobre es un 60% más liviano que el de cobre, y que se lograba un incremento de la transferencia de calor en un 25% más que con el radiador hecho de cobre.

Hoy en día, un 40% de los radiadores están hechos de aleación de cobre (latón) que lo más frecuente es que se encuentren en coches más antiguos y no muy potentes.

Para vehículos más potentes y más livianos, se utiliza el aluminio e incluso se ha llegado a utilizar plásticos especiales para la fabricación de ciertas partes del radiador, concretamente, los recipientes para el líquido refrigerante son construidos de plástico, con la finalidad de reducir el peso.

Cabe resaltar que los radiadores de aceite son fabricados, exclusivamente de aluminio.

1.10.3 BAÑOS DE PLOMO, UNIÓN POR SOLDADURA, RECUBRIMIENTO CON PINTURA

Para unir los depósitos a los cabeceros, las tapa del radiador al depósito y para unir los tubos de entrada y salida de refrigerante se utiliza un proceso de soldadura blanda.

El material de aporte será la aleación de plomo y estaño, la cual se utiliza para la soldadura sobre cobre, latón y acero inoxidable.

En el proceso productivo también se dan baños de plomo para unir ciertas partes del radiador, que ayudan, por un lado a unir más fácilmente los tubos a las aletas y funciona también como anticorrosivo.

Dicho material será el utilizado en el sector de la industria del automóvil.

Para la prevención de la corrosión e impermeabilización de la superficie metálica, se pondrá un recubrimiento en el radiador, para dicho recubrimiento se utilizará pintura asfáltica.

1.10.4 CONCLUSIONES SOBRE LOS MATERIALES

Una vez conocidos los tipos de materiales de los que se dispone de para la fabricación de radiadores, se va a definir qué materiales se utilizarán para la fabricación del radiador propuesto en este proyecto.

1.10.4.1 Vehículo utilitario

Para el radiador del vehículo utilitario, se empleará cobre y aleación de cobre (latón).

Específicamente, para las aletas, la tapa del radiador, el tubo de entrada de los manguitos, se empleará cobre industrial. Las propiedades vienen en una tabla más adelante.

Para los tubos finos, los cabeceros y los recipientes de líquido refrigerante se empleará latón con una composición de 60% de cobre y un 40% de zinc.

Las tapas laterales, que son las encargadas de sujetar el radiador a la carrocería serán de acero con un % de carbono inferior al 2%.

Las propiedades del latón vienen definidas en la siguiente tabla:

LATÓN					
NOMBRE	ALEACIÓN	COBRE %	Fe MÁX. %	Pb MÁX. %	ZINC
Latón 90/10	C22000	89,0 a 91,0	0,05	0,05	Remanente
Latón 85/15	C23000	84,0 a 86,0	0,05	0,05	Remanente
Latón 70/30	C26000	68,5 a 71,5	0,05	0,07	Remanente
Latón 63/37	C27200	62,0 a 65,0	0,07	0,07	Remanente

► • Aleaciones de Cobre y Zinc que contienen de 5 a 40% de Zinc.
 • Según su composición, los latones presentan excelente formabilidad en frío, para procedimientos como estampados, embutidos, rolados, cabeceados, etc. Su aptitud para tratamientos superficiales, permiten realizar económicamente objetos de excelente presentación, de larga duración y fácil mantenimiento.

► **USOS:** Cremalleras, remaches, botonera, lámparas, cartuchería, radiadores, terminales eléctricas, entre otros.

► **NORMAS:** Esta información es tomada de las normas ASTM B 36 y ASTM B 248M.

► **DUREZAS**

DUREZA	DUREZA HRB		APLICACIÓN
	Latón 70/30	Latón 63/37	
Blando	Max 39	Max 39	Embutición
1/4 Duro	40 - 61	40 - 61	Estampación
1/2 Duro	60 - 74	57 - 74	Cualquier doblez a 180°
3/4 Duro	72 - 79	71 - 78	Cualquier doblez a 180°
Duro	79 - 84	76 - 82	Dobles hasta 90° longitudinalmente y 180° transversalmente
Extra duro	85 - 89	82 - 87	Dobles hasta 90° en cualquier sentido
Resorte	89 - 92	*	Dobles hasta 90° transversalmente
Extra resorte	91 - 94	*	Corte

► **DENSIDAD**

NOMBRE	ALEACIÓN	DENSIDAD (gr/cm³)
Latón 90/10	C22000	8,8
Latón 85/15	C23000	8,75
Latón 70/30	C26000	8,53
Latón 63/37	C27200	8,44

Tabla 1 Propiedades del latón

1.10.4.2 Monoplaza de Fórmula 1

Debido a la gran complejidad que presenta un Monoplaza de Fórmula 1, refiriéndose al peso, la posición y el tamaño de los componentes, se optará por el aluminio, ya se dijo antes que la utilización del aluminio va más destinada a vehículos potentes en los que las condiciones se extreman para poder sacar el mayor rendimiento posible de cada componente del vehículo, teniendo en cuenta una reducción del peso, modificación de los diseños buscando la mínima resistencia aerodinámica, el menor precio de fabricación posible, y buscando el consiguiente incremento de potencia.

Pues bien, las aletas más los tubos del radiador ó lo que es lo mismo, el panel del radiador, estará construido de aluminio, los tubos de entrada y salida de líquido refrigerante serán también de aluminio, los cabeceros serán de aluminio y los recipientes estarán fabricados de plástico duro, por ejemplo algún polímero del fenol, el cual presenta una buena resistencia a la deformación cuando es sometido a un aumento de la temperatura.

Las propiedades físicas y mecánicas del aluminio y el cobre vienen en la siguiente tabla:

Propiedad	Cobre(Cu-ETP)	Aluminio(1350)	Unidades
Conductividad eléctrica (templada)	101	81	%ACS
Resistencia eléctrica (templada)	1.72	2.83	mOhm-cm
Conductividad termal 20°C	397	230	W/mK
Coefficiente de expansión	17 x 10 ⁻⁶	23 x 10 ⁻⁶	cm/°C
Fuerza tensora (Templada)	200-250	50-60	N/mm ²
Fuerza tensora (medianamente dura)	260-300	85-100	N/mm ²
0.2% prueba de fuerza (Templada)	50-55	20-30	N/mm ²
0.2% prueba de fuerza (medianamente dura)	170-200	60-65	N/mm ²
Módulo elástico	116-130	70	N/mm ²
Fuerza de fatiga (Templada)	82	35	N/mm ²
Fuerza de fatiga (medianamente dura)	117	50	N/mm ²
Calor específico	305	900	J/kgK
Densidad	8.91	2.70	g/cm ³
Punto de derretimiento	1083	960	°C

Tabla 2 Tabla de propiedades del cobre y el aluminio

Por su parte las tapas laterales serán de Acero Normalizado AISI 4130.

Las propiedades físicas del acero vienen especificadas en la siguiente tabla:

Tipo:	Acero de baja aleación cromo-molibdeno.
Formas y Acabados:	Barra redonda, cuadrada, hexagonal y solera laminadas o forjadas en caliente, peladas o maquinadas. Barra hueca. Placa laminada caliente. Discos.
Características:	Por tener un contenido de 0.30% de carbono, éste acero alcanza una magnífica penetración al temple. Puede soldarse mediante cualquiera de los procesos comunes de soldadura.
Aplicaciones:	Se emplea normalmente tratado; principalmente en la industria automotriz, para discos de turbinas a vapor, cigüeñales, rotores, ejes, árboles y tornillos de resistencia, entre otros. También se utiliza para juntas de herramientas, abrazaderas y fabricación de herramientas manuales.

Tratamientos térmicos recomendados (valores en °C) :

FORJADO	NORMALIZADO	RECOCIDO		TEMPLADO	REVENIDO	PUNTOS CRÍTICOS APROX.	
		ABLANDAMIENTO	REGENERACIÓN			Ac1	Ac3
1050-1200	860-890	680-720	830-880 enfriar en horno	830-850 Agua 840-860 Aceite	500-650	757	810

Propiedades mecánicas mínimas estimadas :

TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL	RELACIÓN DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
	MPa	(kgf/mm ²)	Ksi	MPa	(kgf/mm ²)	Ksi				
CALIENTE Y MAQUINADO	593	60	86	386	39	56	29	57	183	70
TEMPLADO Y REVENIDO*	1006	103	146	917	93	133	15	50	293	

Tabla 3 Propiedades del acero AISI 4130

1.11 PROCESO PRODUCTIVO PARA RADIADORES

La producción del radiador va desde la fabricación de los tubos hasta el recubrimiento final del radiador, si es necesario, para su posterior venta.

Cabe destacar que los procesos indicados a continuación son procesos ya conocidos puesto que no es objetivo de este proyecto la descripción de un nuevo método de fabricación para radiadores.

1.11.1 FABRICACIÓN DE LOS TUBOS FINOS

Los tubos finos (ya sea de aluminio o latón) se construirán mediante el método de laminación para materiales metálicos, es decir en un tren de laminación.

Entrarán en los primeros rodillos del tren en forma de una tira de ancho igual al perímetro exterior del tubo, estos rodillos le darán forma de tubo plano.

A continuación, el tubo pasa por un baño de plomo fundido que servirá para que más adelante se fusionen los tubos y las aletas.

Seguido al baño de plomo, el tubo se someterá a un baño de agua fría para el templado de plomo, posteriormente se conducirá el tubo largo a una cizalla, que cortará los tubos de las dimensiones deseadas.

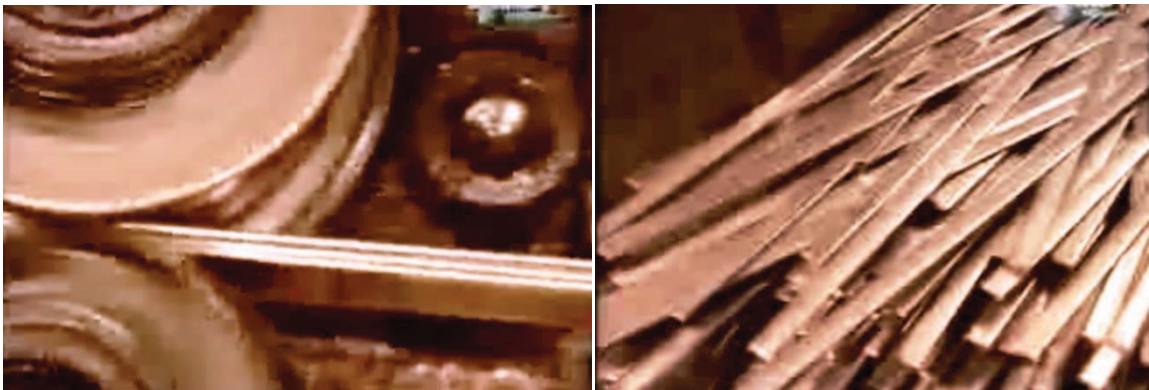


Fig. 45 Tubo en rodillos de laminación. Tubos con después del baño de plomo, templados y cortados

1.11.2 CONSTRUCCIÓN DE LAS ALETAS

La construcción de las aletas, se realizará mediante troquelado, la troqueladora irá doblando la tira de cobre o aluminio, de ancho igual al ancho del panel del radiador, y si dispone de perforadora, perforará orificios en las paredes de las aletas para facilitar el paso del aire, al final pasará también por una cizalla que cortará las aletas de una longitud unos milímetros menos que los tubos, los suficientes para unión entre tubos y cabeceros, dichas dimensiones se pueden consultar en los planos.

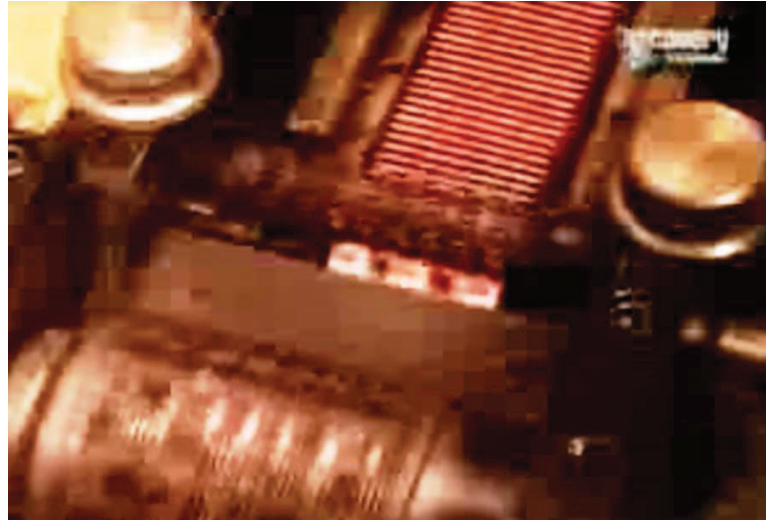


Fig. 46 Troqueladora de aletas

1.11.3 CABECEROS Y TAPONES CABECEROS

Para los cabeceros se empieza troquelando el diseño plano en la plancha metálica, ya sea de latón o aluminio, con una máquina guiada por ordenador, luego se usará una prensa para doblar los cabeceros en la forma deseada, y posteriormente se troquelean los agujeros para los tubos finos.

Para los tapones de los cabeceros, se somete a prensado una plancha de latón o aluminio, dicha prensa dará la forma del depósito.

1.11.4 ELEMENTOS ADICIONALES

Como elementos adicionales se tienen los tubos pequeñas de entrada y salida de los manguitos, la boca de llenado (en radiadores antiguos), el tubo del aceite de la transmisión, la junta tapa lateral y la tapa lateral.

Los tubos del aceite de la transmisión y de entrada y salida de manguitos, se construirán cortando tubos de cobre o aluminio al tamaño deseado, o se comprarán ya prefabricados. El tubo del aceite de transmisión se puede acoplar o no la radiador, aunque su acoplamiento implica el estudio del calor generado que transmite el motor al aceite y su disipación, en este proyecto no se ha tomado en cuenta.

La boca de llenado, prácticamente ya no se utiliza, luego no se especificará su método constructivo, en el radiador final de este proyecto tampoco se ha instalado.

Por su parte, para la junta de la tapa lateral del panel del radiador se cortará una lámina de plomo muy delgada de ancho igual al de la tapa lateral y longitud igual a la longitud de la tira de aletas.

La tapa lateral, se fabricará mediante corte y doblado de una plancha de acero AISI 4130 (espesor viene especificado en los planos), para perforar los agujeros para sujeción se puede utilizar un taladro normal y corriente.

1.11.5 MONTAJE

La parte correspondiente al montaje es para el panel de tubos y aletas, más la junta de la tapa lateral y la tapa lateral.

- Se van apilando a mano los tubos lisos junto con las aletas formando un panel apilado, intercalando dos tubos y encima una tira de aletas, así sucesivamente hasta completar el panel.
- Se coloca las juntas de las tapas laterales para la unión entre las mismas y la primera y última tira de aletas. Seguido se coloca las tapas laterales, se comprime los componentes y se ata el conjunto montado con dos correas para sujetar bien el panel y poder maniobrar con él para lo que falta de montaje.



Fig. 47 Apilado del panel del radiador

Cuando se tiene el conjunto atado se colocan los cabeceros en cada lado del radiador con la ayuda de un mazo, si se cierra algún tubo se utiliza un rodillo especial para reabrirlos.

- Se limpia la superficie con un baño de agua a todos los componentes ya montados y se mete el conjunto a un horno a 315°C para fundir el plomo que recubre los tubos. Uniendo estos a las aletas, y las juntas laterales a las tapas laterales.

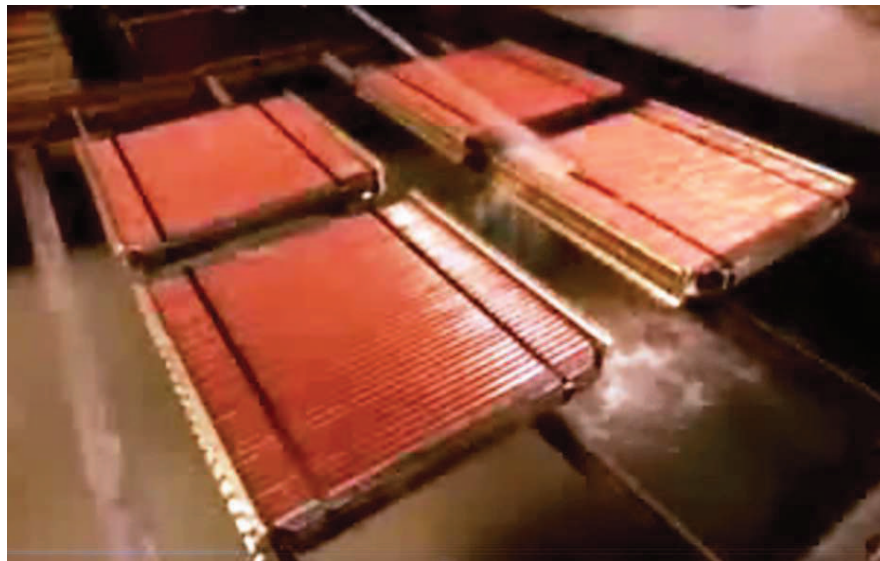


Fig. 48 Baño de agua a los radiadores

- Se sumerge los cabeceros en plomo hirviendo para sellar bien la unión entre tubos y agujeros del cabecero, aplicando también plomo a las esquinas del conjunto para reforzar la soldadura.

1.11.6 SOLDADURA

Los depósitos o tapones del cabecero se sueldan a los cabeceros mediante el proceso de soldadura blanda con soplete, que usa la combustión de un gas para producir una llama que funde una varilla de plomo, dicho material fundido se aplica a las partes que se requieren soldar.

Se utilizará el mismo proceso de soldadura para unir los tubos de entrada de los manguitos a los depósitos y si el radiador llevase tapa también se realizaría de la misma manera.



Fig. 49 Soldadura blanda con soplete y varilla metálica. Unión del tapón cabecero con el cabecero

1.11.7 RECUBRIMIENTO FINAL

Para finalizar la construcción del radiador, se aplica una capa de pintura con base de asfalto mediante el proceso de pintado con soplete, el contenido de asfalto hace que la temperatura sea resistente al calor y protege las aletas de refrigeración del radiador.



Fig. 50 Radiador antes y después de pintar

1.12 COMPARATIVA

1.12.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se pretende realizar un estudio comparativo entre los radiadores, sus elementos característicos y demás, de un vehículo utilitario y un monoplaza de fórmula 1. Todo con la finalidad de obtener un mejor conocimiento de lo ya existente, de diferencias actuales, para buscar alternativas a nuevas tecnologías.

Se identificará cantidades energéticas a disipar, dimensiones, número de radiadores, materiales, elementos característicos de cada tipo, etc.

1.12.2 CANTIDADES MÁXIMAS DE ENERGÍA A DISIPAR

VEHÍCULO UTILITARIO	MONOPLAZA DE FÓRMULA 1
<p>La cantidad de calor a disipar en el radiador depende principalmente de la potencia que es capaz de desarrollar el vehículo.</p> <p>Con los cálculos se obtiene valores aproximados a los reales. La ecuación que se utiliza para los cálculos procede de las fórmulas empíricas de Taylor y Toong, influyendo en ellas, principalmente, la cantidad de combustible que entra al motor, concluyendo que a mayor velocidad de circulación requerida, más consumo de combustible y por lo tanto más cantidad de energía en forma de calor producida.</p> <p>El número de cilindros influye también, a más cilindros más cantidad de combustible consumirá por segundo. Luego, se obtiene unos mínimos de calor generado a 25km/h para el vehículo utilitario de 7kW a una temperatura del ambiente de 20°C y para el monoplaza de fórmula 1 unos 80kW a 30°C teniendo en cuenta que el vehículo utilitario tiene 4 cilindros que desarrollan una potencia máxima de 64 CV y el monoplaza de fórmula 1, 10 cilindros con una potencia de 806 CV. Con estas condiciones se obtuvo unos máximos de:</p>	
38990 W a 200km/h	581531 W a 350 km/h

1.12.3 DIMENSIONES NECESARIAS DEL RADIADOR

VEHÍCULO UTILITARIO	MONOPLAZA DE FÓRMULA 1
<p>Las dimensiones (principalmente del panel) vienen determinadas principalmente por la velocidad de circulación, se puede decir que es la que produce una cantidad de calor generada por el motor y a la vez la que le da la velocidad al aire que refrigera el radiador, y por la temperatura del aire, puesto que mientras más baja se a la temperatura, más calor absorberá el aire, y al contrario, si es más alta más área de refrigeración se necesitará.</p> <p>En los cálculos se hicieron algunas combinaciones de velocidad de circulación con diferentes temperaturas del aire y se obtuvo como solución final para cada tipo de (dimensiones del panel):</p>	
506x396 mm	1272x396 mm

1.12.4 NÚMERO DE RADIADORES

VEHÍCULO UTILITARIO	MONOPLAZA DE FÓRMULA 1
<p>Las dimensiones finales del panel del radiador son las que determinan el número de radiadores, para el caso del vehículo utilitario, sí que es posible instalar en la parte delantera del vehículo un radiador de tales dimensiones, ya en vehículos deportivos (más potentes), en los cuales las necesidad de refrigeración obligan a utilizar dos, se instalan dos en el frente del vehículo, simétricos respecto del eje del vehículos e iguales en cuanto a geometría y propiedades.</p> <p>En el caso del monopla de fórmula 1, tales dimensiones son demasiado grandes, luego se dividirá en dos radiadores el panel total, quedando así dos radiadores con paneles iguales de 636x396 mm.</p> <p>Esto sólo para refrigerar el líquido refrigerante procedente del motor. Los vehículos también suelen incorporar más radiadores, por ejemplo, para el aceite de la transmisión.</p>	
1 ó 2	2


1.12.5 MATERIALES PARA FABRICACIÓN

VEHÍCULO UTILITARIO	MONOPLAZA DE FÓRMULA 1
<p>Los radiadores se fabrican de cobre más latón y de aluminio, en la actualidad el aluminio ha ido reemplazando al cobre-latón por las razones explicadas en el apartado 1.9 de esta memoria, por lo general, los radiadores de aluminio son más caros que los de cobre-latón y se utilizan más en los vehículos de mayor potencia que un utilitario común y corriente, existen también los radiadores de panel de aluminio y depósitos de plástico.</p> <p>En este proyecto se eligió para el vehículo utilitario cobre más latón y para el monoplaza de fórmula 1, aluminio, puesto que es más liviano que el cobre-latón y transmite más calor al aire con las mismas dimensiones, ya que las cantidad de calor generadas por el motor del monoplaza de fórmula 1 son mucho mayores que las generadas por el vehículo utilitario.</p>	
COBRE + LATÓN	ALUMINIO

1.12.6 VENTILADOR

VEHÍCULO UTILITARIO	MONOPLAZA DE FÓRMULA 1
<p>Los vehículos utilitarios normalmente llevan ventilador, además ya se comprobó en los cálculos que era necesario su uso para máximas temperaturas a velocidades de circulación bajas.</p> <p>Por otro lado, el fórmula 1 no lleva ventiladores porque además de suponerle un peso adicional al monoplaza, las altas velocidades de circulación hacen innecesario su uso, puesto que con ellas es suficiente para refrigerar el radiador.</p> <p>Cuando el monoplaza aún no parte de la salida, mientras de arranca, los mecánicos ponen ventiladores pequeños en los pontones para refrigerar el radiador, se trata de un bloque de espuma con un agujero en el cual se aloja el ventilador y que va cargado con hielo seco e incluso con nitrógeno congelado, con la finalidad de refrigerar más.</p>	
SIEMPRE	SÓLO ANTES LA PARTIDA

1.12.7 POSICIONAMIENTO DEL RADIADOR

VEHÍCULO UTILITARIO	MONOPLAZA DE FÓRMULA 1
<p>En los vehículos utilitarios y también en los más potentes (súper deportivos), el/los radiadores van colocados siempre en la parte frontal del vehículo para asegurar que le llegue al radiador la máxima cantidad de aire. Como se determinó con anterioridad, conviene también que esté lo más cerca del suelo para disminuir la altura de la parte delantera del vehículo por motivos aerodinámicos.</p> <p>Exterior al radiador posee la correspondiente parrilla de rejillas, que por un lado deben permitir la entrada de aire hacia el radiador y también deben ser resistentes para soportes choques, puesto que forman parte del parachoques delantero.</p> <p>En los monoplazas de fórmula 1, se colocan a los laterales del conductor, deben ir lo más cerca del motor y lo más cerca del suelo para bajar el centro de gravedad, van situados dentro de un conducto llamando pontón, el cual tiene varias finalidades como pueden ser: reducir la resistencia aerodinámica del monoplaza, purgar la capa límite del aire, entre otras. Dicho conducto hace que entre al radiador la justa cantidad de aire, reduce la velocidad del mismo justo antes del contacto con el radiador y vuelve aumentarla después de pasar por el radiador, cabe resaltar que también protege el radiador de posibles contactos laterales con otros monoplazas, y que posee en la entrada unas rejillas para evitar la entrada de partículas que puedan dañar el radiador. Por su parte, el radiador va colocado de manera inclinada para reducir la altura frontal que ocuparía y estuviese perpendicular al suelo.</p> <p>En los monoplazas, la llegada del aire hacia el pontón está dirigida por el alerón delantero.</p>	
	
<p style="text-align: center;"><i>Fig. 51 Direccionamiento del aire hacia el pontón</i></p>	
FRONTAL DEL VEHÍCULO	LATERALES CONDUCTOR

1.13 CONCLUSIONES FINALES

Como conclusión final se ha de decir que se han cumplido los objetivos buscados desde el inicio de este proyecto, como un proyecto final de carrera, por las razones citadas a continuación.

En un principio se hizo un análisis del sistema de refrigeración mencionando sus elementos y aspectos más característicos enfatizando en el radiador, sobre el cual se ha concluido que lo más adecuado para obtener una solución a lo planteado por el proyecto, era quedarse con un tipo de sistema de refrigeración y un tipo de radiador.

Con los cálculos se logró conocer las cantidades de calor producidas por los dos motores de los vehículos descritos en la memoria y también las variaciones más importantes que se deben tener en cuenta en el diseño del radiador.

Al contrastar dichos cálculos con la realidad y con lo encontrado en la bibliografía y ver que se obtenía resultados parecidos, se pudo dar fiabilidad al método de cálculo y de diseño empleado, ahora faltaba ver que era válido para distintas situaciones, esto se hizo con la simulación.

Con las simulaciones se han obtenido buenos resultados, los cuales han permitido obtener valores más reales de temperaturas, presiones y velocidades en el radiador, lo que llevo a una determinación final del mismo, el cual satisface las necesidades de refrigeración de cada vehículo.

Luego entonces, los objetivos de aprendizaje del programa de CFD llamado ANSYS CFX, se han cumplido también.

Por otra parte se hizo geometrías de piezas en 3D con CATIA, ensamblaje de conjuntos, generación de planos, la pertinente selección de materiales con el correspondiente proceso productivo y estudio económico con el presupuesto, es decir con estos datos ya se podrá realizar un diseño completo de un conjunto, no sólo de un radiador.

También se hizo la correspondiente comparativa entre los dos vehículos de los puntos más importantes y relevantes que influyen en el radiador, para ello se cito algunos datos extraídos de los cálculos y otros nuevos, que llevaron a una mejor determinación de las diferencias que presentan uno u otro vehículo.

1.14 VALORACIÓN FINAL

En el presente apartado citaré las razones por las cuales el proyecto me ha resultado muy importante a nivel personal.

Empezando por los cálculos, para poder realizarlos han sido de mucha utilidad los conocimientos obtenidos a lo largo de la carrera de transferencia de calor, ecuaciones de energía, resistencia aerodinámica, automoción, termodinámica, mecánica de fluidos.

Cabe destacar la importancia que me ha supuesto para este proyecto el manejo de tablas y gráficas.

Las simulaciones me resultaron para este proyecto muy importantes, puesto que para poder realizarlas ha sido necesario obtener los conocimientos básicos y avanzados del programa utilizado, para ello se ha estudiado manuales, se ha hecho pruebas que no figuran en ninguno de los documentos de este proyecto, se ha hecho y rehecho cada simulación hasta conseguir los resultados adecuados, enfatizando en la transferencia de calor con movimientos de fluidos.

Es decir, ha sido muy difícil y duradera la obtención de los resultados adecuados con el programa ANSYS CFX puesto que se empezó de cero con su utilización.

Los diseños con CATIA, los planos, los presupuestos, el uso de Autocad, confirman también que he conseguido adaptar conocimientos obtenidos a lo largo de la carrera para realizar un diseño, en este caso el de un radiador.

Por último, además de lo ya dicho, cabe destacar la importancia que representa este proyecto a nivel personal, puesto que mis propios objetivos que surgieron con la realización de este proyecto han sido meramente satisfactorios, por lo ya citado en las conclusiones anteriores y por los conocimientos que he logrado obtener de cara a mi futuro profesional como Ingeniero Técnico Industrial.

Fecha

El Ingeniero Técnico Industrial

JULIO 2012



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA
VEHÍCULOS AUTOMÓVILES**

DOCUMENTO 2: CÁLCULOS

Diego Armando Rojas Cajas

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, Julio 2012

ÍNDICE

2.1 CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE EN UN VEHÍCULO UTILITARIO

2.1.1 Ecuaciones empíricas de Taylor y Toong.....	74
2.1.2 Cálculo de k_g, μ_g y \dot{m}' para un vehículo utilitario.....	75
2.1.3 Fracciones másicas y molares.....	77
2.1.4 Conductividad térmica y viscosidad dinámica.....	78
2.1.5 Flujos másicos.....	79
2.1.6 Coeficiente de película.....	81
2.1.7 Calor cedido al refrigerante.....	82

2.2 CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE EN UN MONOPLAZA DE F1

2.2.1 Cálculo de k_g, μ_g y \dot{m}' para un monopla de fórmula 1.....	83
2.2.2 Flujos másicos.....	84
2.2.3 Coeficiente de película.....	85
2.2.4 Calor cedido al refrigerante.....	86

2.3 CÁLCULOS PARA UN RADIADOR DE TUBOS ACTUALMENTE

UTILIZADO EN AUTOMOCIÓN PARA UN VEHÍCULO UTILITARIO

2.3.1 T^a del líquido refrigerante y del aire de refrigeración.....	89
2.3.2 Flujo másico de aire necesario.....	90
2.3.3 Dimensiones del panel.....	91
2.3.4 Flujo másico de refrigerante que atraviesa los tubos.....	93
2.3.5 Caudal que debe proporcionar la bomba.....	94
2.3.6 Coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador.....	94
2.3.7 Coeficiente de película entre el aire y los tubos.....	97
2.3.8 Coeficiente global de transmisión de calor.....	98
2.3.9 Efectividad del radiador y energía térmica disipada.....	101
2.3.10 Caída de presión del aire.....	104

2.4 VARIACIONES IMPORTANTES PARA EL CÁLCULO DEL RADIADOR FINAL EN EL VEHÍCULO UTILITARIO

2.4.1	Influencia de la variación de la velocidad de circulación.....	105
2.4.2	Influencia del tipo de refrigerante.....	115
2.4.3	Influencia de la temperatura ambiente.....	119
2.4.4	Influencia del tipo de material del radiador.....	124

2.5 DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS FINALES DEL RADIADOR

2.5.1	Dimensiones.....	125
2.5.2	Tipo de Refrigerante.....	126
2.5.3	Materiales para el panel del radiador.....	127

2.6 CÁLCULOS PARA UN RADIADOR DE TUBOS ACTUAMENTE UTILIZADO EN AUTOMOCIÓN PARA UN MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

2.6.1	Tª del líquido refrigerante y del aire de refrigeración.....	129
2.6.4	Flujo másico de aire necesario.....	130
2.6.3	Cálculo del área de radiación necesaria.....	131
2.6.4	Dimensiones del panel del radiador.....	131
2.6.5	Flujo másico de refrigerante que atraviesa los tubos.....	133
2.6.6	Caudal que debe proporcionar la bomba.....	133
2.6.7	Coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador.....	134
2.6.8	Coeficiente de película entre el refrigerante y los tubos.....	136
2.6.9	Coeficiente global de transmisión de calor.....	137
2.6.10	Efectividad y energía térmica disipada.....	138
2.6.11	Caída de presión del aire.....	140

2.7 VARIACIONES IMPORTANTES PARA EL CÁLCULO DEL RADIADOR FINAL EN EL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

2.7.1	Variaciones producidas por la velocidad de circulación.....	141
-------	---	-----

2.8 DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS FINALES DEL RADIADOR F1

2.8.1	Dimensiones.....	148
2.8.2	Tipo de Refrigerante.....	152
2.8.3	Materiales para el panel del radiador.....	152

2.9 SIMULACIÓN CON CFD

2.9.1 Introducción.....	153
2.9.2 Fase I. Creación Geometría con CATIA V5R19.....	153
2.9.3 Fase II. Mallado de geometría con ANSYS Workbench/Meshing.....	158
2.9.4 Fase III. Simulación con ANSYS CFX.....	162
2.9.4.1 CFX – Pre.....	162
2.9.4.2 CFX – Solver.....	174
2.9.4.3 CFX – Post.....	179

2.10 COMPROBACIÓN Y VALIDEZ DEL RADIADOR PARA EL VEHÍCULO UTILITARIO CON ANSYS CFX

2.10.1 Parámetros necesarios para simulación con ANSYS CFX.....	185
2.10.2 Simulación I.....	188
2.10.3 Simulación II.....	193
2.10.4 Simulación III.....	197

2.11 COMPROBACIÓN Y VALIDEZ DEL RADIADOR PARA EL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

2.11.1 Simulación I.....	204
2.11.2 Simulación II.....	208
2.11.3 Simulación III.....	210

2.12 SIMULACIÓN PONTÓN.....213

2.13 SOLUCIÓN PARA EL PANEL DESPUÉS DE LOS CÁLCULOS Y LAS SIMULACIONES

2.13.1 Panel del vehículo utilitario.....	214
2.13.2 Panel del monoplaza de fórmula 1.....	214

2.14 CONCLUSIONES A LOS CÁLCULOS.....215

2.1 CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE EN UN VEHÍCULO UTILITARIO

El problema es bastante complejo de resolver porque la temperatura de los gases varía con el tiempo, no es lo mismo en admisión que compresión, expansión o escape, y tampoco es la misma en todo el volumen del gas, la temperatura del refrigerante también varía a su paso por las camisas del motor, las superficies de transmisión de calor varían con el tiempo debido al movimiento del pistón, los valores de la conductividad térmica son variables debido a los cambios de espesor y de materiales, los valores de los coeficientes de convección entre los gases y las paredes del cilindro y las paredes del cilindro y el refrigerante varían de unos puntos a otros.

Si se aplicaran las ecuaciones generales de transmisión de calor localmente sería muy laborioso determinar las pérdidas de calor por este procedimiento.

Debido a la complejidad del proceso de cálculo, varios autores han propuesto ecuaciones empíricas para calcular las pérdidas de calor por unidad de tiempo, tanto por zonas como globales del motor, como Eichelberg, Woschni, que se pueden utilizar para realizar cálculos paso a paso de la evolución del fluido en el motor, modelización del proceso de combustión, etc. Todas estas ecuaciones son de tipo convectivo.

Si queremos calcular el calor medio transmitido por el motor al fluido refrigerante por unidad de tiempo existe la ecuación de Taylor y Toong.

2.1.1 ECUACIONES EMPÍRICAS DE TAYLOR Y TOONG

- Para calcular el calor transmitido al refrigerante por unidad de tiempo tenemos:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = h_m (T_g - T_{\text{ref}}) A_p$$

Siendo:

h_m Coeficiente global de convección obtenido experimentalmente.

A_p Superficie del pistón.

T_g Temperatura media del gas en el ciclo.

T_{ref} Temperatura media del refrigerante.

- El coeficiente de convección lo obtuvieron Taylor y Toong haciendo una correlación entre el número de Nusselt y el número de Reynolds para diferentes motores llegando a la ecuación siguiente:

$$Nu = 10,4 Re^{0,75}$$

Siendo: $Nu = \frac{h_m}{k_g} D$ y $Re = \frac{\dot{m}'}{\mu_g} D$

k_g Conductividad térmica de la mezcla de gases a la temperatura T_g

μ_g Viscosidad dinámica de la mezcla de gases a la temperatura T_g

D Diámetro del cilindro.

\dot{m}' Flujo másico que entra al motor por unidad de área del pistón.

Sustituyendo y reemplazando tenemos que:

$$h_m = 10,4 \frac{k_g}{\mu_g^{0,75}} \dot{m}'^{0,75} D^{-0,25}$$

Para poder calcular completamente la cantidad de calor cedida al refrigerante tendremos que calcular la conductividad térmica k_g y la viscosidad dinámica μ_g de la mezcla de gases tomando como referencia la temperatura media del ciclo, que es distinta en turismos que en tractores agrícolas y en vehículos de competición, así como el flujo másico \dot{m}' que entra al motor, luego tendremos que diferenciar cada uno de estos parámetros para cada tipo de vehículo.

2.1.2 CÁLCULO DE k_g , μ_g , \dot{m}' PARA UN VEHÍCULO UTILITARIO

Para este apartado se ha elegido a manera de ejemplo un Ford Fiesta cuyas características están expuestas en la memoria.

En la siguiente gráfica se ve la variación de la temperatura de la mezcla de gases a lo largo del ciclo, en este caso diesel de inyección directa de aspiración natural.

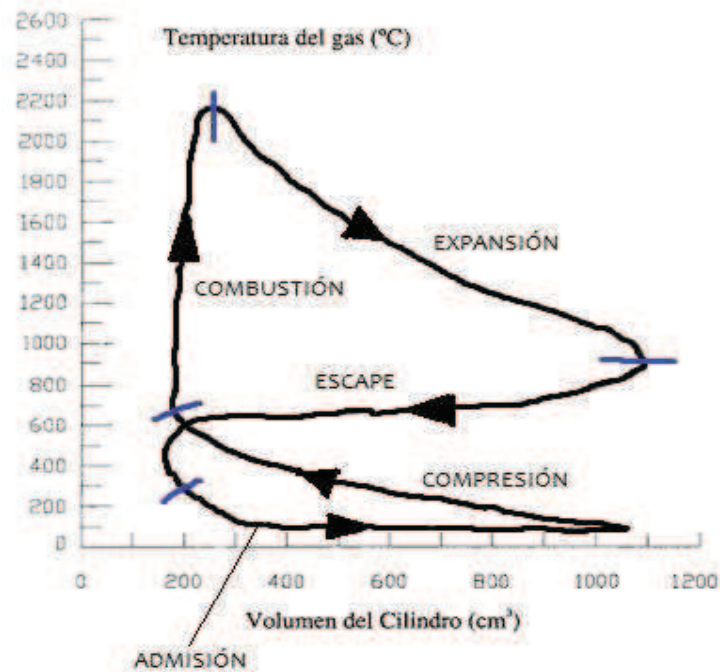


Fig. 1 Fases de Combustión del ciclo diesel

Así podemos establecer temperaturas medias para cada fase del ciclo y hallar una temperatura media del ciclo completo para poder hallar más adelante k_g y μ_g .

$$T_{\text{media combustión}} = \frac{600 + 2200}{2} = 1400 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media expansión}} = \frac{800 + 2200}{2} = 1500 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media escape}} = \frac{600 + 1000}{2} = 700 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media admisión}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{por ser de aspiración natural.}$$

$$T_{\text{media compresión}} = \frac{20 + 600}{2} = 310 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media del ciclo diesel}} = \pm 600 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para calcular la conductividad térmica, así como la viscosidad dinámica de la mezcla utilizaremos siguientes ecuaciones de un libro de termodinámica:

Para la conductividad térmica tenemos $K_{mezcla} = \sum k_i \cdot y_i$ siendo: y_i la fracción másica y k_i la conductividad térmica de cada componente.

Y para la viscosidad dinámica $\mu_{mezcla} = \left[\sum x_i \cdot (\mu_i)^{\frac{1}{3}} \right]^3$ siendo x_i la fracción molar de cada componente y μ_i la viscosidad dinámica de cada componente.

Como se sabe en la combustión del aire más el combustible se obtiene como resultado una mezcla de CO, CO₂, partículas de carbono C, hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados, óxidos de nitrógeno NO_x, vapor de agua H₂O, nitrógeno, oxígeno, dióxido de azufre SO₂ y plomo a través del bromuro de plomo.

Los componentes de la mezcla a tener en cuenta en los cálculos son (% en masa) N₂ (71%), el CO₂ (19 %), y el H₂O (10%), los demás componente entre todos ellos llegan a un 2%, cifra muy pequeña para ser tomada en cuenta, es más los cálculos se complicarían y alargarían demasiado obteniéndose resultado prácticamente iguales a los que se obtendrán sin ser tomados en cuenta.

2.1.3 CÁLCULO DE LA FRACCIONES MÁSICAS Y MOLARES

a) Fracción másica

Se toman 100 gramos de mezcla, que contendrán 71 g N₂ , 19 g de CO₂ y 10 g de H₂O luego:

$$y_{N_2} = \frac{71}{100} = 0,71$$

$$y_{CO_2} = \frac{19}{100} = 0,19$$

$$y_{H_2O} = \frac{10}{100} = 0,1$$

b) Fracción molar

Se toman 100 gramos de mezcla y se tiene lo siguiente:

$$\begin{array}{ll} 71 \text{ gramos de N}_2 & \frac{1 \text{ mol de N}_2}{28 \text{ g de N}_2} = 2,536 \text{ moles de N}_2 \\ 10 \text{ gramos de H}_2\text{O} & \frac{1 \text{ mol de H}_2\text{O}}{18 \text{ g de H}_2\text{O}} = 0,556 \text{ moles de H}_2\text{O} \\ 19 \text{ gramos de CO}_2 & \frac{1 \text{ mol de CO}_2}{44 \text{ g de CO}_2} = 0,432 \text{ moles de CO}_2 \end{array}$$

Número de moles totales = 3,532 moles de mezcla

Luego:

$$\begin{array}{l} x_{\text{N}_2} = \frac{2,536}{3,532} = 0,72 \\ x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,556}{3,532} = 0,16 \\ x_{\text{CO}_2} = \frac{0,432}{3,532} = 0,12 \end{array}$$

2.1.4 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA Y VISCOCIDAD DINÁMICA

a) Conductividad térmica de los componentes a T=600°

Los datos siguientes han sido extraídos de las tablas de propiedades térmicas de los gases del libro de termodinámica citado en la bibliografía.

$$\begin{array}{ll} k_{\text{N}_2} = 57,50 \times 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{C} & k_{\text{H}_2\text{O}} = 87,50 \times 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{C} \\ & k_{\text{CO}_2} = 60,60 \times 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{C} \end{array}$$

b) Viscosidad dinámica de los componentes a T=600°C

$$\begin{array}{ll} \mu_{\text{N}_2} = 37,16 \times 10^{-6} \text{ kg/ms} & \mu_{\text{H}_2\text{O}} = 34,67 \times 10^{-6} \text{ kg/ms} \\ & \mu_{\text{CO}_2} = 36,08 \times 10^{-6} \text{ kg/ms} \end{array}$$

c) Conductividad térmica y viscosidad dinámica de la mezcla de gases

Se tiene en cuenta que se ha tomado como temperatura de referencia para la toma de datos, la temperatura media del ciclo calculada anteriormente, 600 °C.

$$\begin{aligned} k_{mezcla} &= \sum k_i \cdot y_i = k_{N_2} \cdot y_{N_2} + k_{H_2O} \cdot y_{H_2O} + k_{CO_2} \cdot y_{CO_2} \\ &= 0,0575 \times 0,71 + 0,08750 \times 0,10 + 0,0606 \times 0,19 \\ &= 61,089 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mu_{mezcla} &= \left[\sum x_i \cdot (\mu_i)^{\frac{1}{3}} \right]^3 = \left[x_{N_2} \cdot (\mu_{N_2})^{\frac{1}{3}} + x_{H_2O} \cdot (\mu_{H_2O})^{\frac{1}{3}} + x_{CO_2} \cdot (\mu_{CO_2})^{\frac{1}{3}} \right]^3 \\ &= [0,72(37,16 \times 10^{-6})^{\frac{1}{3}} + 0,16(34,67 \times 10^{-6})^{\frac{1}{3}} \\ &\quad + 0,12(36,08 \times 10^{-6})^{\frac{1}{3}}]^3 = [0,0240 + 0,0052 + 0,0039]^3 \\ &= 36,26 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s} \end{aligned}$$

2.1.5 FLUJOS MÁSICOS

a) Cálculo del flujo másico por unidad de área del pistón que entra al motor \dot{m}'

Primero se tendrá que calcular el flujo másico de combustible \dot{m}_{comb} y el flujo másico de aire \dot{m}_{aire} , la suma de estas dos cantidades será el flujo másico total \dot{m}_{Total} que entra al motor, después al dividir por el área del pistón se tendrá el flujo másico por unidad de área del pistón que entra al motor \dot{m}' .

Para realizar los cálculos pertinentes se necesitarán como datos el diámetro del cilindro, el consumo de combustible y la velocidad media del vehículo en cuestión.

- $D_{cilindro} = 73,7 \text{ mm}$
- El consumo medio de este vehículo en ciudad es de 30 mpg que equivalen a 7,84 l/100 km de combustible.
- La velocidad media en ciudad es de 20,5 km/h y de ciudad más autovías 65km/h.
- La velocidad máxima se va a suponer que es 200 km/h.

b) Cálculo de \dot{m}_{comb}

Se tomará el caso en el que la velocidad máxima del vehículo es 200 Km/h.

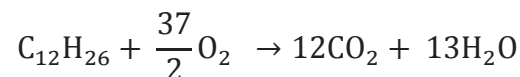
$$\dot{m}_{\text{comb}} = 7,84 \frac{\text{l}}{100\text{km}} \cdot 200 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot 0,8 \frac{\text{kg}}{\text{l}} = 3,48 \text{ g}_{\text{comb}}/\text{s}$$

Se ha tomado como densidad del diesel 0,8 kg/l.

c) Cálculo de \dot{m}_{aire}

Para este apartado se tiene en cuenta que el motor está funcionando en unas condiciones ideales, es decir la relación aire-combustible es la estequiométrica.

Se sabe que la composición química del Diesel es $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$, luego la reacción de combustión será la siguiente:



La composición del aire es 76,7% N_2 y 23,3% O_2 en fracciones másicas.

Para que la reacción del $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$ con el oxígeno sea completa (estequiométrica), se necesitan 592 g de O_2 para quemar los 170 g de $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$.

La cantidad de aire que se necesitará, sabiendo que por cada 100 gramos de aire hay 23,3 gramos de oxígeno, será el resultado de:

$$\frac{592 \times 100}{23,3} = 2540,78 \text{ gramos de aire.}$$

Con este resultado se llega a la conclusión de que para quemar 170 g de $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$, se necesitan 2540,78 g de aire, es decir para quemar 1 g de $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$ se necesitan 14,95 g de aire.

Luego si:

$$\dot{m}_{\text{comb}} = 1,13 \frac{\text{g}_{\text{comb}}}{\text{s}}$$

Entonces;

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 3,48 \frac{\text{g}_{\text{comb}}}{\text{s}} \cdot 14,95 \frac{\text{g}_{\text{aire}}}{\text{g}_{\text{comb}}} = 52,01 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Así:

$$\dot{m}_{\text{Total}} = \dot{m}_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{aire}} = 55,57 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Ahora se procede al cálculo de \dot{m}' , como $D_{\text{cilindro}} = 73,3 \text{ mm}$ el área del pistón será:

$$A_{\text{pistón}} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 73,3^2}{4} = 4266,04 \text{ mm}^2 = 4,266 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Luego:

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m}_{\text{Total}}}{A_{\text{pistón}}} = \frac{55,57 \text{ gmezcla}}{\text{s. } 4,266 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} = 13,02 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

Este valor es la cantidad de flujo másico por unidad de área del pistón total que entra al motor.

2.1.6 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA h_m

Se tenía que:

$$h_m = 10,4 \frac{\text{kg}}{\mu\text{g}^{0,75}} \dot{m}'^{0,75} D^{-0,25}$$

Ya se ha obtenido el valor de \dot{m}' y D , luego entonces:

$$h_m = 10,4 \times \frac{61,089 \cdot 10^{-3}}{(36,26 \cdot 10^{-6})^{0,75}} \times 13,02^{0,75} \times (0,0733)^{-0,25} = 17910 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Comprobación de unidades:

$$h_m = \frac{\text{W} \cdot \text{m}^{0,75} \cdot \text{s}^{0,75} \cdot \text{kg}^{0,75}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{kg}^{0,75} \cdot \text{m}^{0,75} \cdot \text{m}^{0,75} \cdot \text{s}^{0,75} \cdot \text{m}^{0,25}} = \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^{0,75+0,25}} = \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

2.1.7 CÁLCULO DEL CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE $\longrightarrow \dot{Q}_{\text{ref}}$

Utilizando la ecuación de Taylor y Toong tenemos que el calor cedido al refrigerante se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = h_m (T_g - T_{\text{ref}}) A_p$$

$T_g = t^a$ media del gas en el ciclo = 600 °C en este ejemplo

T_{ref} es una temperatura media del refrigerante, para este dato se toma el valor de 90 °C que es la temperatura que se aprecia en el tablero de mandos de un turismo, cuando el motor ya está funcionando en condiciones normales, o mejor dicho ya está caliente.

Luego:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = 17910(600 - 90)4,266 \times 10^{-3} = 38972 \frac{\text{J}}{\text{s}} \text{ ó } \text{W}$$

Esta cantidad de calor es la que hay que disipar en el radiador una vez que el líquido refrigerante haya alcanzado los 90 °C, si se circula a la velocidad de 200 km/h, temperatura que no debe sobrepasar el líquido refrigerante ya que se sufrirían daños en el motor por sobrecalentamiento de las partes.

2.2 CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE EN UN MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

El problema, al igual que en el caso del motor del vehículo utilitario se abordará con las ecuaciones empíricas para la convección de Taylor y Toong.

En este caso se tomará la velocidad media en un circuito, que vienen a ser 200 km/h, esto ayudará a ver la diferencia entre un vehículo utilitario y un monoplaza de fórmula 1.

2.2.1 CÁLCULO DE k_g , μ_g , \dot{m}' PARA UN MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

En el caso del motor del turismo, para poder hallar el valor de estos parámetros se tomo una temperatura media de referencia, que eran $\pm 600^\circ\text{C}$.

Para el monoplaza del fórmula 1, se va a tomar también dicha temperatura, así se evita de cálculos prácticamente iguales en ambos casos, innecesarios, puesto que el objetivo de este proyecto es la comparativa de radiadores, el que cambien un poco dichos parámetros no provoca excesivas diferencias en la cantidad de calor cedida al refrigerante, además la combustión siempre se dará a temperaturas lo más aproximadas posibles a un valor ideal.

Para el caso de la mezcla de gases dentro de la cámara de combustión se tomarán las proporciones dichas anteriormente para el caso de turismos.

En conclusión se tiene para un monoplaza de fórmula 1 los siguientes valores.

- $k_{\text{mezcla}} = 61,089 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- $\mu_{\text{mezcla}} = 36,052 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$

2.2.2 FLUJOS MÁSICOS

a) Cálculo del flujo másico por unidad de área del pistón que entra al motor \dot{m}'

Como en el caso del vehículo de calle o turismo para poder realizar los cálculos pertinentes para este apartado se necesita saber ciertos datos cogidos de la bibliografía especificada en el apartado correspondiente de este proyecto:

- Diámetro del cilindro = 100 mm
- Consumo medio de combustible = 75 l /100 km
- Velocidad media = 200 km/h

b) Cálculo de \dot{m}_{comb}

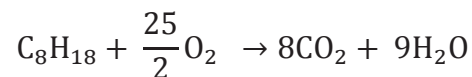
$$\dot{m}_{comb} = 75 \frac{l}{100km} \cdot 200 \frac{km}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 0,775 \frac{kg}{l} = 32,29 \text{ g}_{comb}/s$$

Se ha tomado como valor de densidad de la gasolina de un fórmula 1 = 0,775 kg/l.

c) Cálculo de \dot{m}_{aire}

Para este apartado se tiene en cuenta que el motor está funcionando en unas condiciones ideales, es decir la relación aire-combustible es la estequiométrica que para un motor de fórmula 1 aproximadamente alcanza valores de 16:1.

Se sabe que la composición química de la gasolina es C_8H_{18} , luego la reacción de combustión será la siguiente:



La composición del aire es 76,7% N_2 y 23,3% O_2 en fracciones másicas.

Para que la reacción del C_8H_{18} con el oxígeno sea completa (estequiométrica), se necesitan 400 g de O_2 para quemar los 114 g de C_8H_{18} .

La cantidad de aire que se necesitará, sabiendo que por cada 100 gramos de aire hay 23,3 gramos de oxígeno, será el resultado de:

$$\frac{114 \times 100}{23,3} = 1716,74 \text{ gramos de aire.}$$

Con este resultado se llega a la conclusión de que para quemar 114 g de C_8H_{18} , se necesitan 1716,74 g de aire, luego para quemar 1 g de C_8H_{18} se necesitan 15 g de aire.

Luego si:

$$\dot{m}_{comb} = 32,29 \frac{g_{comb}}{s} \quad \text{Entonces;} \quad \dot{m}_{aire} = 32,29 \frac{g_{comb}}{s} \cdot 15 \frac{g_{aire}}{g_{comb}} = 484,35 \frac{g_{aire}}{s}.$$

Así:

$$\dot{m}_{Total} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire} = 516,64 \frac{g}{s}$$

Ahora se procede al cálculo de \dot{m}' , como $D_{cilindro} = 100 \text{ mm}$ el área del pistón será:

$$A_{pistón} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 7853,98 \text{ mm}^2 = 7,853 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Luego:

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m}_{Total}}{A_{pistón}} = \frac{516,64 \text{ gmezcla}}{s \cdot 7,853 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} = 65,78 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

2.2.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA h_m

Se tenía que:

$$h_m = 10,4 \frac{\text{kg}}{\mu\text{g}^{0,75}} \dot{m}'^{0,75} D^{-0,25}, \text{ ya se ha obtenido el valor de } \dot{m}' \text{ y } D, \text{ luego entonces}$$

$$\begin{aligned} h_m &= 10,4 \times \frac{61,089 \cdot 10^{-3}}{(36,26 \cdot 10^{-6})^{0,75}} \times 65,78^{0,75} \times (0,0100)^{-0,25} = \frac{46,405}{4,67 \cdot 10^{-4}} \\ &= 99310,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Comprobación de unidades:

$$h_m = \frac{\text{W} \cdot \text{m}^{0,75} \cdot \text{s}^{0,75} \cdot \text{kg}^{0,75}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{kg}^{0,75} \cdot \text{m}^{0,75} \cdot \text{m}^{0,75} \cdot \text{s}^{0,75} \cdot \text{m}^{0,25}} = \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^{0,75+0,25}} = \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

2.2.4 CÁLCULO DEL CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE → \dot{Q}_{ref}

La ecuación empírica de Taylor y Toong es:

$$\dot{Q}_{ref} = h_m (T_g - T_{ref}) A_p$$

$T_g = t^a$ media del gas en el ciclo = 600 °C

En este caso se cogerá como temperatura de referencia $T_{ref} = 110^\circ\text{C}$ que es un valor adecuado para vehículos potentes.

Luego:

$$\dot{Q}_{ref} = 99310,2 (600 - 110) 7,853 \times 10^{-3} = 382142,73 \frac{\text{J}}{\text{s}} \text{ ó } \text{W}$$

Esta cantidad de energía por unidad de tiempo es la que cede el motor del monoplaza al líquido refrigerante, que será igual a la que el radiador del fórmula 1 debe transmitir al aire que atraviesa el radiador.

Se debe tener en cuenta que no toda esta cantidad de calor se disipará en el radiador puesto que los monoplazas de fórmula 1 disponen de una entrada de aire situada en la parte superior del conductor llamado conducto de ventilación (está hecho de fibra de carbono) por el cual entra aire directamente a la zona del motor donde se encuentra la parte superior del motor absorbiendo parte del calor generado por el motor.

Pero en este proyecto se tomará esa cantidad de calor, como ya se dijo, el objetivo es encontrar resultados cualitativos y no cuantitativos en cuanto a cantidades de calor generadas y disipadas en el radiador, idealmente tomadas por igual en este proyecto.

2.3 CÁLCULOS PARA UN RADIADOR DE TUBOS ACTUALMENTE UTILIZADO EN AUTOMOCIÓN PARA UN VEHÍCULO UTILITARIO

Lo que se va a hacer a continuación es calcular las características que debería tener el radiador para solo una velocidad del vehículo, en este caso 55,56 m/s, puesto que es la velocidad que se tomo para el cálculo del calor producido por el motor.

Más adelante se calculará las características finales con variaciones posibles que se pueden realizar, por ejemplo de velocidad, la forma de las aletas, las propiedades físicas del líquido refrigerante etc.

El modelo del panel del radiador para refrigerar el motor del vehículo utilitario es el siguiente:

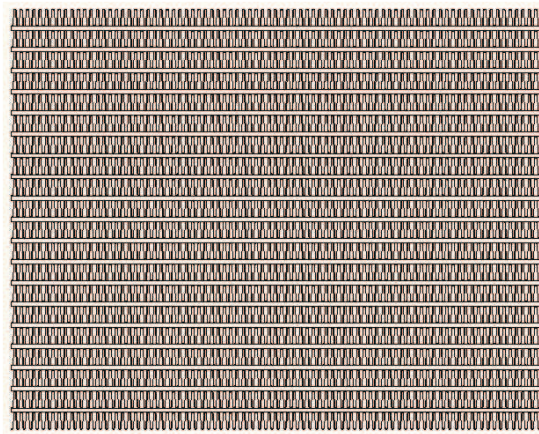


Fig. 2 Vista frontal del panel del radiador

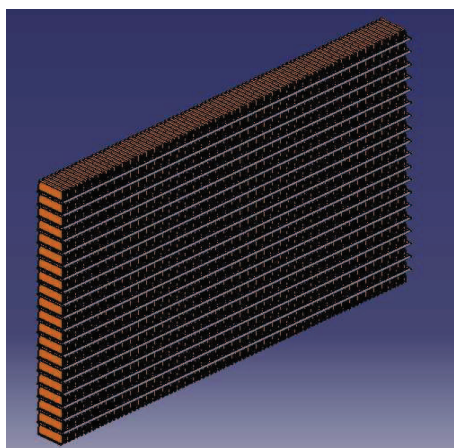


Fig. 3 Vista 3D del panel del radiador

El modelo representa un radiador de tubos finos más aletas triangulares.

El número total de tubos será 38 y habrán 20 filas de aletas.

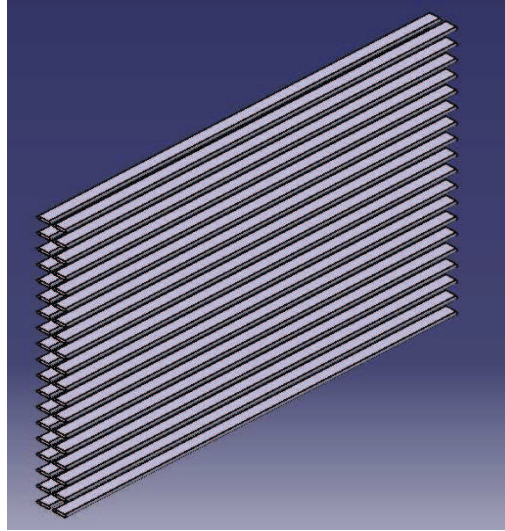


Fig. 4 Forma tubular

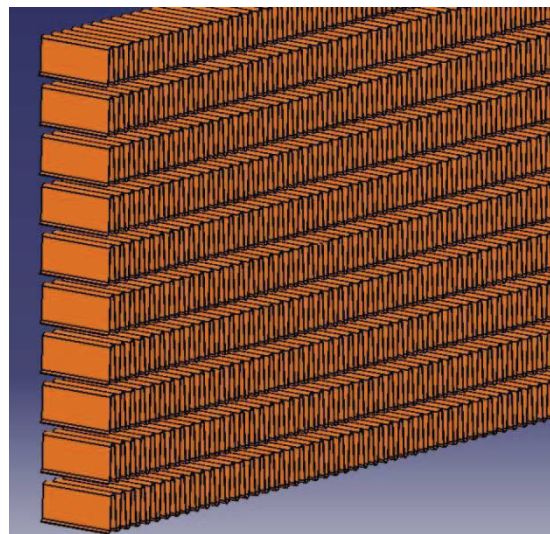


Fig. 5 Forma de las aletas

No se dan a conocer las dimensiones del panel puesto que aún no son conocidas, más adelante se determinará el área que debe tener el panel de este radiador.

A continuación se da a conocer la sección del panel, con cotas para los tubos y para las aletas, éstas si son conocidas porque se mantendrán las mismas durante la ejecución de los cálculos.

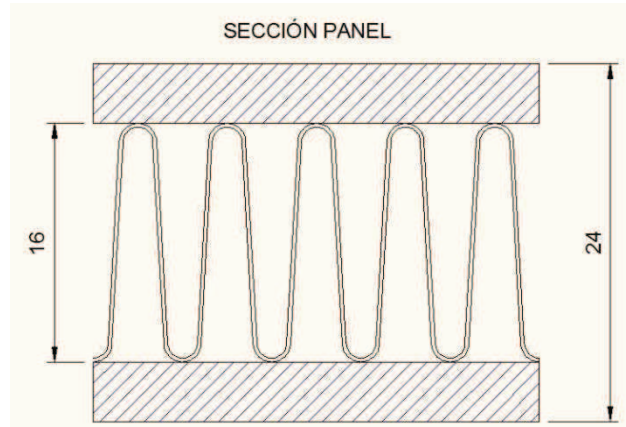


Fig. 6 Sección Panel

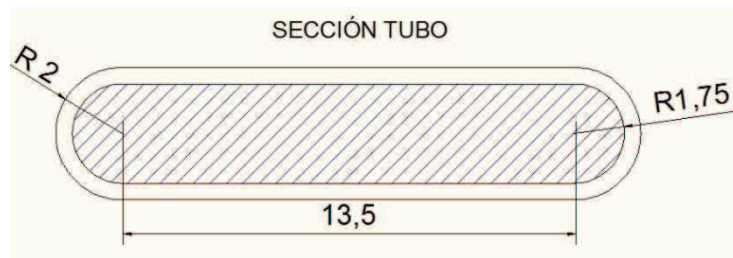


Fig. 7 Sección del tubo fino

2.3.1 Tª DEL LÍQUIDO REFRIGERANTE Y DEL AIRE DE REFRIGERACIÓN

$T_e = T^a$ de entrada del líquido refrigerante al radiador = 95 °C

$T_{fd} = T^a$ final de diseño a la cual se quiere llegar = 90°C

Propiedades físicas del líquido refrigerante a $T_{media} \approx 93^\circ\text{C}$

El líquido refrigerante utilizado es una mezcla de 50% de agua y 50% de glicol propileno:

- $C_{específico} (C_r) = 3,426 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
- $Densidad (p_r) = 1014,29 \text{ Kg/m}^3$
- $Viscosidad \text{ dinámica } (\mu_r) = 6,88 \times 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$
- $Conductividad \text{ térmica } (K_r) = 0,549 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- $Prandtl = Pr_f = C_r \cdot \mu_r / K = 4,29$

Temperaturas de entrada y salida del aire

$T_{ae} = t^a$ de entrada del aire hacia el radiador = 20 °C

$T_{as} = t^a$ a la salida del radiador = 25°C

Tas es la temperatura a la que se encuentra el aire a la salida del radiador, su valor es 30°C, se le da este valor porque la diferencia de temperaturas que existe en el refrigerante debe ser similar a la que sufre el aire, para asegurar que el radiador es efectivo en cuanto a la transferencia total del calor que debe disipar.

Se está suponiendo que la temperatura ambiente del aire es de 20°C, algo que no siempre se da, pero como ya se dijo antes, más adelante se modificarán dichas variables para poder determinar unas dimensiones finales del panel del radiador.

Propiedades físicas del aire de refrigeración a $T = 22,5$ °C

- Calor específico (C_a) = 1,00625 kJ/kg°C
- Densidad (ρ_a) = 1,1843 kg/m³
- Viscosidad dinámica (μ_a) = 18,41. 10⁻⁶ kg/m.s
- Conductividad térmica (K_a) = 0,02573 W/m°C
- Prandtl (Pr) = 0,713
- Viscosidad cinemática (ν_a) = 15,5.10⁻⁶ m²/s

Los valores de las propiedades físicas tanto del refrigerante como del aire de refrigeración están expuestos en los anexos de este proyecto.

2.3.2 FLUJO MÁSIICO DE AIRE NECESARIO Y ÁREA NECESARIA

a) Flujo másico de aire para refrigerar las partes del radiador

Los balances de energía de intercambiadores de calor dan a conocer la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_r \cdot C_r (T_{fd} - T_e) = \dot{m}_{air} \cdot C_a (T_{as} - T_{ae})$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{C_a (T_{as} - T_{ae})} = \frac{38972}{1006,25 \times 5} = 7,75 \frac{kg}{s}$$

b) Área necesaria para conseguir el flujo másico de aire requerido

$$\dot{m}_{\text{air}} = v_{\text{air}} \rho_{\text{air}} A_{\text{total}}$$

Siendo:

A_{total} = Área total del radiador en contacto con el flujo de aire

v_{air} = velocidad del aire de refrigeración = 55,56 m/s (velocidad que se ha supuesto anteriormente máxima para el vehículo utilitario = 200km/h)

ρ_{air} = densidad del aire

\dot{m}_{air} = flujo másico de aire que atraviesa el radiador

Reemplazando queda:

$$A_{\text{total}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{v_{\text{air}} \rho_{\text{air}}} = \frac{7,75}{55,56 \times 1,1843} = 0,118 \text{ m}^2$$

2.3.3 DIMENSIONES DEL PANEL

Como se ha calculado en el apartado anterior, el área frontal de radiación necesaria es 0,117 m².

Esta es el área por la cual circula el aire por el panel, es decir el espacio libre o hueco que deja la unión de los tubos con las aletas.

A continuación se calcula el área que debe proporcionar cada recinto (espacio entre tubo y tubo), esto obliga a tener un número de recintos definido.

El número de recintos será 20, puesto que el panel tiene 38 tubos (en vista frontal se ven 19) y el número de filas de aletas son 20.

A_1 = área de una fila de aletas

$$A_1 = \frac{0,117}{\text{N}^\circ \text{ recintos}} = \frac{0,118}{20} = 0,0059 \text{ m}^2$$

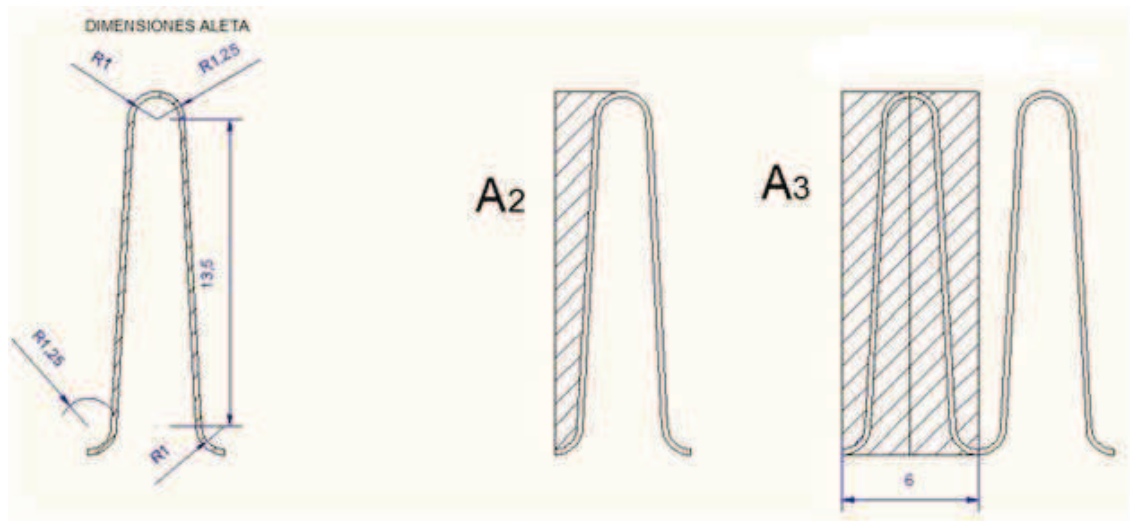


Fig. 8 Geometría de las aletas y áreas de flujo de aire

Con las dimensiones de las aletas sacamos que por cada 6mm (longitud de una aleta), se tiene un área por la cual circula el aire de:

$$A_2 = \frac{3 \times 15,75}{2} = 23,63 \text{ mm}^2 = 2,363 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A_3 = 4 \times 2,363 \cdot 10^{-5} = 9,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Luego el número de aletas que se necesitan en una fila son:

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{0,0059}{9,45 \cdot 10^{-5}} = 62,32 \approx 63 \text{ aletas}$$

Esto quiere decir que la longitud total del radiador para disipar la cantidad de calor generada circulando a 200 km/h es de $(63 \times 6) + 6 = 384 \text{ mm}$, los 6 mm son los que sobresalen de los tubos para colocar los cabeceros, 3 mm a cada lado.

La altura sería el resultado de multiplicar $(16 \times 20) + (4 \times 19) = 396 \text{ mm}$.

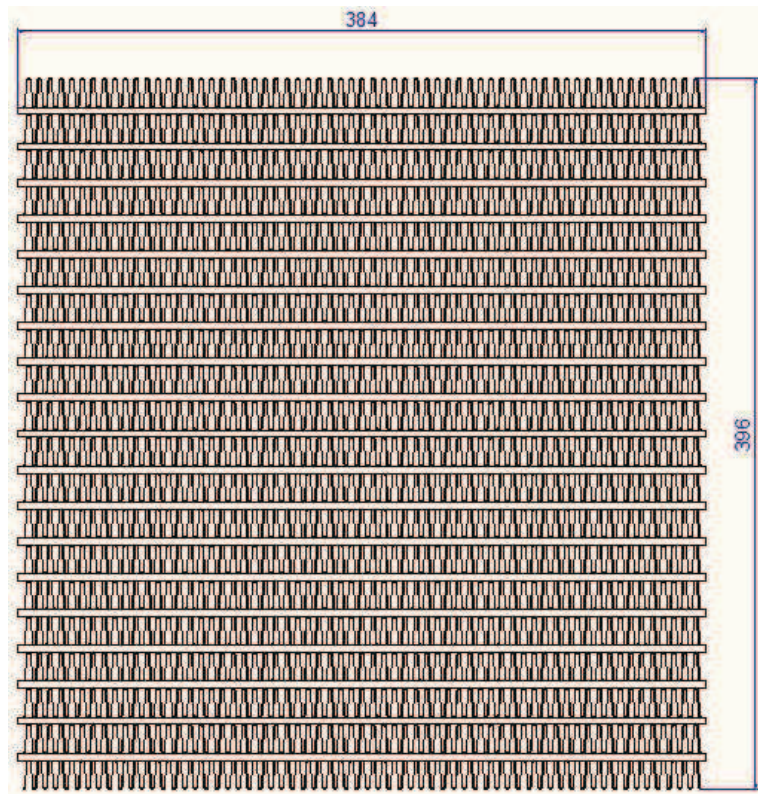


Fig. 9 Dimensiones del panel para una velocidad de 200 km/h

Estas dimensiones son solo orientativas, se han hecho los cálculos solo para una velocidad, un tipo de refrigerante, un tipo de material y unas temperaturas determinada.

Las variaciones y dimensiones finales se verán más adelante en un apartado destino a modificaciones posibles.

2.3.4 FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE QUE ATRAVIESA LOS TUBOS

Se tenía que la ecuación general de transferencia de calor era la siguiente:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = \dot{m}_r \cdot C_r (T_{\text{fd}} - T_e)$$

Reemplazando los valores del calor a disipar, el calor específico y la diferencia de temperaturas, queda:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{\text{ref}}}{C_r (T_{\text{fd}} - T_e)} = \frac{38972}{3426 \times 5} = 2,28 \text{ kg/s}$$

2.3.5 CAUDAL QUE DEBE PROPORCIONAR LA BOMBA

La relación entre caudales máscicos y volumétricos es la siguiente:

$$\dot{V}_b = \frac{\dot{m}_r}{\rho_r}$$

Reemplazando el flujo máscico y densidad de líquido refrigerante queda:

$$\dot{V}_b = \frac{2,32}{1014,29} = 0,00222 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$



Fig. 10 Forma de la bomba de un Ford Fiesta

2.3.6 COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL AIRE Y EL PANEL DEL RADIADOR

a) Propiedades del aire

Según el anexo para la convección en placas metálicas, las propiedades del fluido frío se deben coger a la temperatura media entre la temperatura de la superficie y la del fluido.

En este caso:

$$T_m = \frac{T_s + T_f}{2} = \frac{95 + 20}{2} = 57,5 \approx 58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del aire a 58°C:

- Viscosidad cinemática del aire, $\gamma_{\text{air}} = 18,70 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Conductividad térmica, $K = 28,38 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- Número de Prandtl, $Pr = 0,709$

a) Diámetro hidráulico y Número de Reynolds

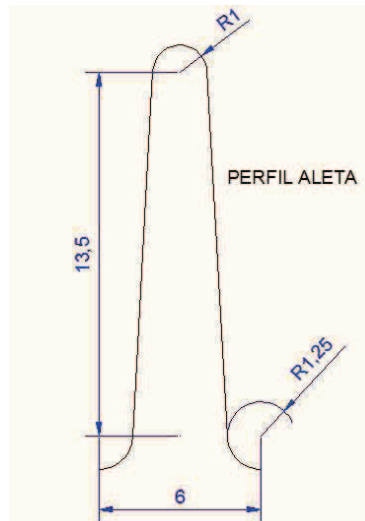


Fig. 11 Perfil interior de la aleta

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

$$S = 2 \times A_1 = 2 \times 2,363 \cdot 10^{-5} = 1,89 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$P = \pi \times 0,001 + \pi \times 0,00175 + 0,0135 \times 2 + 0,006 = 0,04164 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{1,89 \cdot 10^{-4}}{0,04164} = 0,00454 \text{ m}$$

$$Re = \frac{v_{\text{air}} \times D_h}{\gamma_{\text{air}}} = \frac{55,56 \times 0,00454}{18,70 \cdot 10^{-6}} = 13488$$

Siendo:

D_h = Diámetro hidráulico

Re = Número de Reynolds

Para determinar si un flujo es laminar o turbulento en convección forzada, se utiliza el número adimensional de Reynolds.

Así el criterio de selección es el siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Re} < 10000 & \quad \text{Flujo laminar} \\ \text{Re} > 10000 & \quad \text{Flujo Turbulento} \end{aligned}$$

Como el valor del número de Reynolds es superior a 10000, estamos ante un caso de flujo turbulento.

b) Coeficiente de película

La ecuación que determina el coeficiente de película es la siguiente:

$$h_{\text{air}} = \frac{\text{Nu} \cdot K_{\text{air}}}{D_h}$$

Para calcular el número de Nusselt en el caso de flujo turbulento en este proyecto se utilizará utiliza la ecuación de Dittus-Buelter estudiada en la asignatura de Instalaciones Térmicas Industriales y para el caso de flujos laminares se mirará su valor en los anexos de números de Nusselt para flujos laminares.

Ecuación de Dittus-Buelter:

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{Pr}^n$$

Con $n=0,4$ puesto que la temperatura de la pared es superior a la del fluido, en este caso aire.

Reemplazando se tiene que:

$$\text{Nu} = 0,023 (13488)^{0,8} (0,709)^{0,4} = 40,36$$

Reemplazando se obtiene:

$$h_{\text{air}} = 40,36 \frac{0,02838}{0,00454} = 252,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

2.3.7 COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL AGUA Y LOS TUBOS

a) Diámetro hidráulico

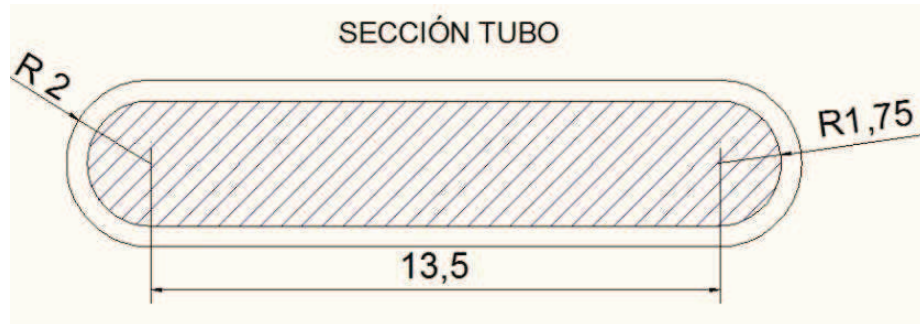


Fig. 12 Sección del tubo fino

El diámetro hidráulico de la sección del tubo es el siguiente:

$$D_h = 4 \cdot \frac{56,87 \cdot 10^{-6}}{(13,5 \times 3,5) + (2\pi \times 1,75) \cdot 10^{-6}} = 0,006 \text{ m}$$

b) Número de Reynolds

Para saber la velocidad a la que circula el líquido refrigerante por los tubos se utiliza la ecuación de flujo másico.

$$\dot{m}_r = v_1 \cdot \rho_r \cdot A_r \cdot N_{\text{tubos}}$$

$$v_1 = \frac{\dot{m}_r}{\rho_r \cdot A_r \cdot N_{\text{tubos}}} = \frac{2,28}{1014,29 \times 56,87 \cdot 10^{-6} \times 38} = 1,04 \text{ m/s}$$

$$Re = v_1 \cdot \frac{D_h}{\gamma_r} = \frac{1,04 \times 0,006}{6,78 \cdot 10^{-7}} = 9189$$

Como $9189 < 10000$, este es un caso de flujo laminar.

c) Coeficiente de película

El número de Nusselt que proporciona el anexo, para flujos laminares queda de la forma:

$$N_u = 5,33 = \frac{h_r D_h}{K_r}$$

$$h_r = \frac{5,33 \times K}{D_h} = \frac{5,33 \times 0,549}{0,006} = 487,70 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

2.3.8 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Llegado a este punto y con la ayuda de los cálculos anteriores de áreas y coeficientes de película, se determinará si el coeficiente global de transferencia de calor se encuentra dentro de los valores normales para este tipo de radiadores.

Se tiene que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_r} + \frac{A_{fc}}{h_{air} A_{ff}} + \frac{e}{K_{latón}}}$$

Siendo:

U = Coeficiente global de transmisión de calor

h_r = Coeficiente de película en el interior del tubo

A_{fc} = Área de contacto con el fluido caliente

h_{air} = Coeficiente de película en el exterior del tubo

A_{ff} = Área de contacto con el fluido frío

$K_{latón}$ = Conductividad térmica del latón (70 Cu, 30 Zn $K = 111 W/m^\circ C$)

a) Área de contacto con el fluido caliente A_{fc}

Esta área se corresponde con la superficie interior de los tubos, que es la que está en contacto con el líquido refrigerante.

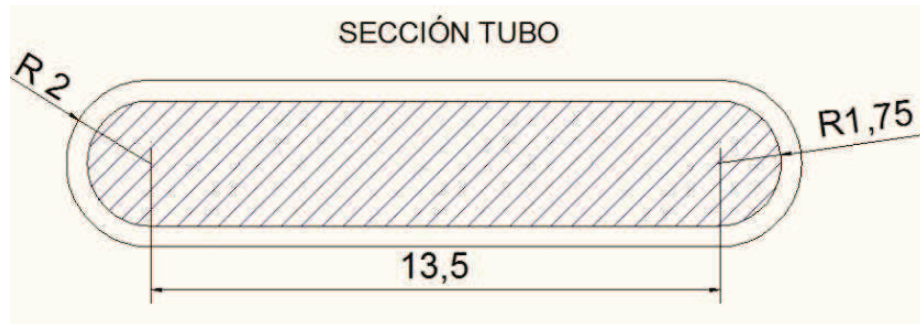


Fig. 13 Sección del tubo fino

$$A_{fc} = P \cdot L \cdot N_t$$

Siendo:

P = Perímetro interior de la sección del tubo

L = Longitud del tubo ($L = 0,384$ m en este radiador)

N_t = Número total de tubos del radiador

La longitud del tubo se ha sacado de multiplicar el número de aletas por su ancho más 6 mm que se dejan para la introducción de los cabeceros.

Es decir $L = (63 \cdot 6) + 6 = 384$ mm

Reemplazando queda:

$$A_{fc} = (2\pi \times 1,75 + 13,5 \times 2) \cdot 10^{-3} \times 0,384 \times 38 = 0,554 \text{ m}^2$$

b) Área de contacto con el fluido frío A_{ff}

Esta área se corresponde con la superficie total que se encuentra en contacto con el aire, en este caso se corresponde con el área de las aletas más las partes de los tubos que entran en contacto con el aire.

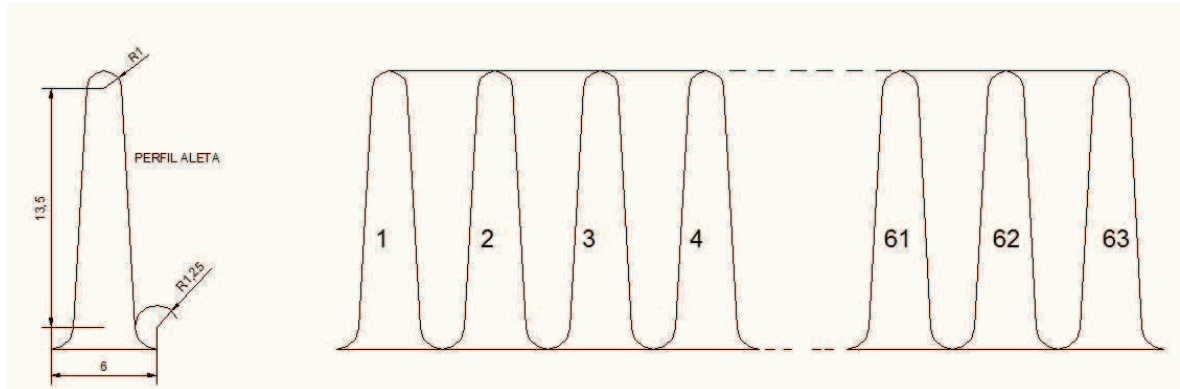


Fig. 14 Número de espacios entre aletas

Se tiene que:

$$A_{ff} = P \cdot x \cdot N_{\text{espaciosaletas}} \cdot N^{\circ}_{\text{recintos}}$$

Siendo:

P = Perímetro de una aleta ($P = 0,04164 \text{ m}$)

x = Longitud de la aleta ($x = 0,035 \text{ m}$)

N_{aletas} = Número de espacios que forman las aletas ($N_{\text{espaciosaletas}} = 63 \times 2 = 126$)

N_{recintos} = Número de recintos que contienen aletas ($N_{\text{recintos}} = 20$)

Reemplazando queda:

$$A_{ff} = 0,04164 \times 0,035 \times 126 \times 20 = \mathbf{3,68 \text{ m}^2}$$

c) Coeficiente global de transmisión de calor U

$$U = \frac{1}{\frac{1}{487,70} + \frac{0,554}{252,3 \times 3,67} + \frac{0,00025}{111}} = 377 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

2.3.9 EFECTIVIDAD DEL RADIADOR Y ENERGÍA TÉRMICA DISIPADA

a) Efectividad del radiador

Para calcular la efectividad del radiador se utiliza la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{C_{\max} \cdot (T_e - T_{fd})}{C_{\min} \cdot (T_e - T_{as})}$$

$$C_{\max} = C_c = \dot{m}_r \cdot C_r = 2,28 \times 3426 = 7811 \text{ W/°C}$$

$$C_{\min} = C_f = \dot{m}_{\text{air}} \cdot C_{\text{air}} = 7,75 \times 1006,25 = 7798 \text{ W/°C}$$

Siendo:

C_c = Capacidad calorífica del fluido caliente

C_f = Capacidad calorífica del fluido frío

Luego entonces:

$$\varepsilon = \frac{C_{\max} \cdot (T_e - T_{fd})}{C_{\min} \cdot (T_e - T_{as})} = \frac{7811}{7798} \cdot \frac{5}{(90 - 25)} = 0,077 \times 100 = 7,70 \%$$

b) Energía térmica disipada

El calor disipado real por el radiador se calcula con la siguiente ecuación:

$$q = U \cdot A_{ff} \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

Siendo:

q = Calor disipado por el radiador

U = Coeficiente global de transmisión de calor ($377 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

A_{ff} = Área de contacto con el fluido frio ($3,68 \text{ m}^2$)

F = factor de corrección

ΔT_{lm} = Temperatura logarítmica media

Para este apartado se utilizará el método de la corrección de la Diferencia de temperatura logarítmica media.

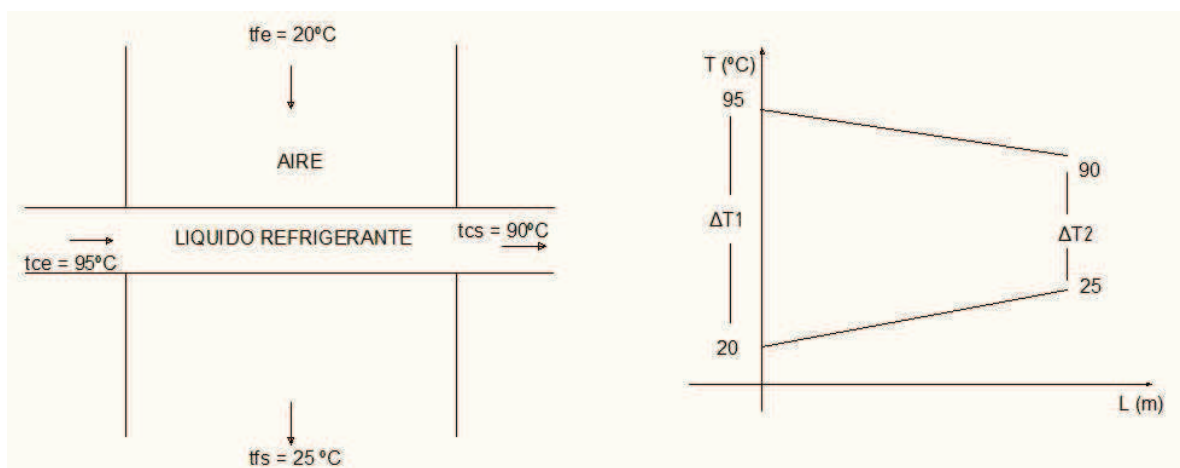


Fig. 15 Temperatura frente a longitud para un vehículo utilitario

- Temperatura logarítmica media ΔT_{lm}

La ecuación para la temperatura logarítmica media es la siguiente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{75 - 65}{\ln\left(\frac{75}{65}\right)} = 69,88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Factor de corrección **F**

Para ello se tendrán que calcular los calores de P y R con las siguientes ecuaciones.

$$P = \frac{t_{fs} - t_{fe}}{t_{ce} - t_{fe}} \quad y \quad R = \frac{t_{ce} - t_{cs}}{t_{fs} - t_{fe}}$$

Que aplicadas a este problema quedarían de la forma:

$$P = \frac{t_{as} - t_{ae}}{t_e - t_{ae}} \quad y \quad R = \frac{t_e - t_{fd}}{t_{as} - t_{ae}}$$

Así se tiene que:

$$P = \frac{25 - 20}{95 - 20} = 0,067 \quad , \quad R = \frac{95 - 90}{25 - 20} = 1$$

Con la gráfica del anexo 10 se obtiene el valor del factor de corrección F:

F = 0,99

De esta manera para la energía térmica disipada se obtendrá el siguiente valor:

$$q = U \cdot A_{ff} \cdot F \cdot \Delta T_{lm} = 377 \times 3,68 \times 0,99 \times 69,88 = \mathbf{95979,3 \text{ W}}$$

Para la simulación con el programa ANSYS CFX, se necesita saber la cantidad de energía disipada por unidad área de los tubos, que se calcularía dividiendo la cantidad anterior por el área interna de los tubos A_{ff}

$$\frac{q}{A_{ff}} = \frac{95979}{3,68} = 26096 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

2.3.10 CAÍDA DE PRESIÓN PARA EL AIRE

Un cálculo importante y que además se necesita para la simulación con ANSYS CFX es la caída de presión que sufre el aire a su paso a través del radiador, dicha caída se debe a que existe una resistencia del radiador al paso del aire.

Para calcular dicha caída de presión se utiliza la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{f_r \cdot (v_{air})^2 \cdot x \cdot \rho_{air}}{D_h}$$

Siendo:

f_r = Coeficiente de fricción entre las aletas y el aire

v_{air} = Velocidad del aire

x = longitud transversal de la aleta ($x = 0,035$ m)

ρ_{air} = densidad del aire

D_h = diámetro hidráulico ($D_h = 0,00454$ m)

a) Coeficiente de fricción del aire

De la bibliografía citada al final de este proyecto, se ha sacado que el coeficiente de fricción se calcula con las siguientes ecuaciones:

- $f_r = \frac{64}{Re}$ para el caso de flujo laminar
- $f_r = \frac{0,3164}{Re^{1/4}}$ para el caso de flujo turbulento

Como este caso el flujo es turbulento, el coeficiente de fricción obtiene el valor de:

$$f_r = \frac{0,3164}{Re^{1/4}} = \frac{0,3164}{13488^{1/4}} = 0,029$$

b) Caída de presión

Reemplazando en la ecuación para la caída de presión del aire queda:

$$\Delta P = \frac{0,029 \times (55,56^2) \times 0,035 \times 1,1843}{0,00454} = 827,46 \text{ Pa}$$

2.4 VARIACIONES IMPORTANTES PARA EL CÁLCULO DEL RADIADOR FINAL EN EL VEHÍCULO UTILITARIO

En el apartado anterior se hizo los cálculos, tomando como referencia una sola posibilidad para casi todas las variables que se tenían en cuenta.

Eso solo servía para saber las ecuaciones, unidades y parámetros a utilizar en dichos cálculos.

En el presente apartado se analizará ciertas modificaciones importantes de las variables, las cuales influyen en las características, ya sea geométricas, dimensionales o de material, del radiador, que nos lleva a una determinación más exacta de las mismas, dependiendo de las características finales que se desee obtener.

Para hacer esto se ha utilizado hojas de cálculo Excel (adjuntas a este proyecto), en las cuales, con la ayuda de los cálculos anteriores, se ha ido metiendo las fórmulas necesarias para determinar los valores de las variables implicadas, resultando más fácil su análisis como se verá en los siguientes puntos del presente apartado.

2.4.1 INFLUENCIA DE LA VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN

La influencia de la velocidad de circulación, se puede decir que es prácticamente la más importante respecto de otras variables, la razón es que para conseguir más velocidad se quemará más combustible, se liberará más cantidad de calor y el radiador tendrá que disipar más cantidad de energía al aire.

En los siguientes apartados se analiza mediante la utilización de las tablas y gráficas sacadas de Excel, la variación que provoca la velocidad de circulación en los demás parámetros.

Para entender bien lo que se muestra a continuación se debe tener en cuenta que:

- No se han incluido en las tablas los valores de parámetros fijos, como pueden ser diámetros hidráulicos, diferencia de temperaturas, en este caso 5°C, etc.

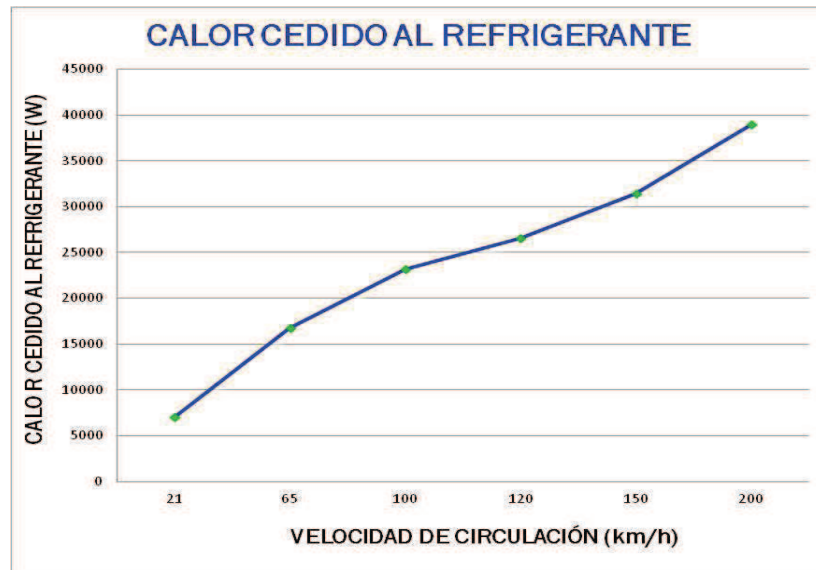
- Tampoco se ve en las tablas, dónde figuren las propiedades físicas del aire y del refrigerante, como ya se dijo, estas tablas están sacadas de la hoja Excel adjunta al proyecto, aquí solo se presentan los valores que se van modificando con la velocidad, para poder analizar de una mejor manera los efectos que produce la variable analizada.
- Por último, habrá de tener en cuenta que cada tabla (cada apartado) depende de la tabla anterior a ella, en los cálculos ya se ve que cada apartado depende del anterior. Por ejemplo, el último apartado, caída de presión, lleva intrínseca la velocidad del aire que se da a conocer en el primer apartado.
- Al final del todo de cada punto se encontrará una tabla en la que se especifica el valor de las variables que no aparecen en las tablas utilizadas, con la ayuda de dicha tabla y las ecuaciones que aparecen en los cálculos se puede ir haciendo la hoja Excel.

2.4.1.1 Influencia de la velocidad sobre el calor cedido al refrigerante

En la siguiente tabla y gráfica se observa la variación de las cantidades de calor producidas por el motor según la velocidad a la que se esté circulando.

CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE						
Velocidad circulación (km/h)	21	65	100	120	150	200
Flujo másico de combustible (kg/s)	0,36	1,13	1,74	2,09	2,61	3,48
Flujo másico de aire (kg/s)	5,34	16,93	26,05	31,26	39,07	52,09
Flujo másico por unidad de área del pistón (kg/s.m ²)	1,34	4,23	6,51	7,82	9,77	13,03
Coefficiente de película (W/m ² °C)	3246	7713	10654	12215	14441	17918
Calor cedido al refrigerante (W)	7063	16783	23184	26581	31423	38990

Tabla 1. Calor cedido al refrigerante para distintas velocidades



Gráfica 1 Calor cedido frente a velocidad de circulación

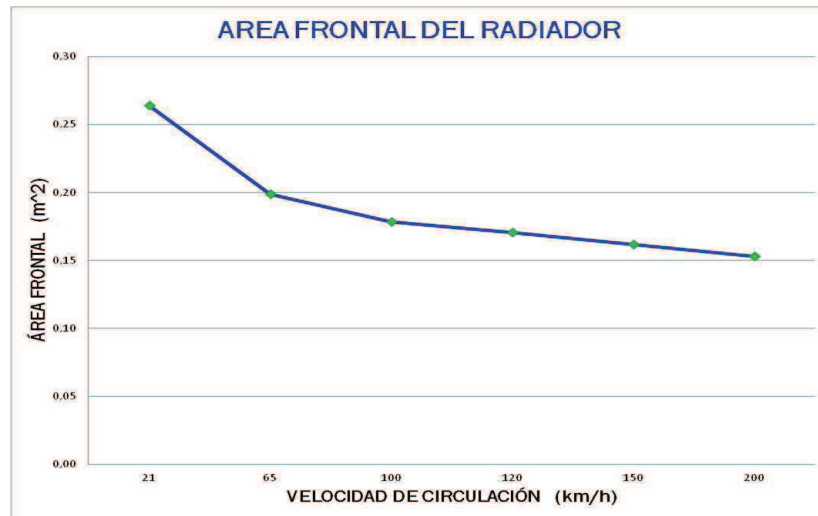
De la gráfica anterior se puede concluir que la cantidad de calor cedida al refrigerante aumenta conforme aumenta la velocidad, algo que es lógico puesto que para conseguir más velocidad, se necesita suministrar más cantidad de combustible al motor, esto se hace al pisar el acelerador, por lo tanto, al haber más cantidad de combustible entrando al motor se liberará también más energía en forma de calor en la unidad de tiempo.

2.4.1.2 Influencia de la velocidad de circulación en el área frontal necesaria

Tabla sacada de Excel:

ÁREA FRONTAL DEL RADIADOR						
Velocidad circulación (km/h)	21	65	100	120	150	200
Flujo másico de aire (kg/s)	1,40	3,34	4,61	5,28	6,25	7,75
Área necesaria de para flujo de aire (m ²)	0,21	0,16	0,14	0,13	0,13	0,118
Número de aletas por recinto	110	83	74	71	67	63
Longitud del panel (mm)	667	501,2	450,7	430,9	407,8	385,9
Altura del panel (mm)	396	396	396	396	396	396
Área frontal del radiador (m ²)	0,26	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15

Tabla 2 Área frontal necesaria según velocidad de circulación



Gráfica 2 Área frontal necesaria frente a velocidad de circulación

Se observa, según la Tabla 2 y la Gráfica 2 que el área frontal del radiador, necesaria para disipar el calor que lleva el refrigerante, es menor conforme aumente la velocidad, en la Tabla 2 se ve claramente que el flujo másico de aire aumenta, por lo tanto y según la ecuación general de transferencia de calor, se disipará mayor cantidad de calor a mayor velocidad, luego el área disminuye.

La tabla anterior también da a conocer las dimensiones aproximadas del panel para cada velocidad, atendiendo sólo a variación de velocidad.

2.4.1.3 Coeficiente global de transmisión de calor

El coeficiente global de transmisión de calor, se debe conocer porque es un parámetro necesario porque combina en el los dos fenómenos tratados en el radiador, conducción y convección.

Dicho coeficiente depende de las áreas de contacto con el fluido caliente y frío (obtenidas anteriormente y dependiente de la velocidad de circulación), de los coeficientes de película (en este caso se pone atención al coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador, dependiente de los números de Nusselt, Reynolds y por tanto de la velocidad de circulación).

En el anexo 11 Aparecen los valores típicos del coeficiente global de transmisión de calor para este tipo de intercambiadores.

- a) Primero se muestra la tabla de datos del coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador, en la que se observa, por un lado que el flujo es “LAMINAR” hasta los 120 km/h, luego para a ser “TURBULENTO”, dato que es muy importante, puesto que el flujo turbulento es algo que se debe evitar por las razones que ya se explicaron con anterioridad.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR						
Velocidad circulación (km/h)	21	65	100	120	150	200
Flujo másico de refrigerante (kg/s)	0,42	1,00	1,38	1,58	1,87	2,32
Caudal que debe dar la bomba (m ³ /s)	0,00041	0,00098	0,00135	0,00154	0,00183	0,00227
Velocidad del aire (m/s)	5,69	18,06	27,78	33,33	41,67	55,56
Número de Reynolds	1383	4384	6744	8093	10116	13488
Tipo de flujo Laminar Re < 10000 Turbulento Re > 10000	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	TURBULENTO	TURBULENTO
Número de Nusselt	3,11	3,11	3,11	3,11	32,06	40,36
Coeficiente de película (W/m ² °C)	19,44	19,44	19,44	19,44	200,42	252,29

Tabla 3 Tipo de flujo y coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador

Como ya se vió en los cálculos, el flujo pasa de ser laminar a turbulento cuando el número de Reynolds supera las 10000 unidades, luego el número de Nusselt obtiene valores distintos, de ahí que el coeficiente de película sea igual en los casos de flujo laminar y sea distinto para flujos turbulentos.

- b) Se muestra a continuación las variaciones del coeficiente de película en el interior de los tubos y el coeficiente global de transmisión de calor.

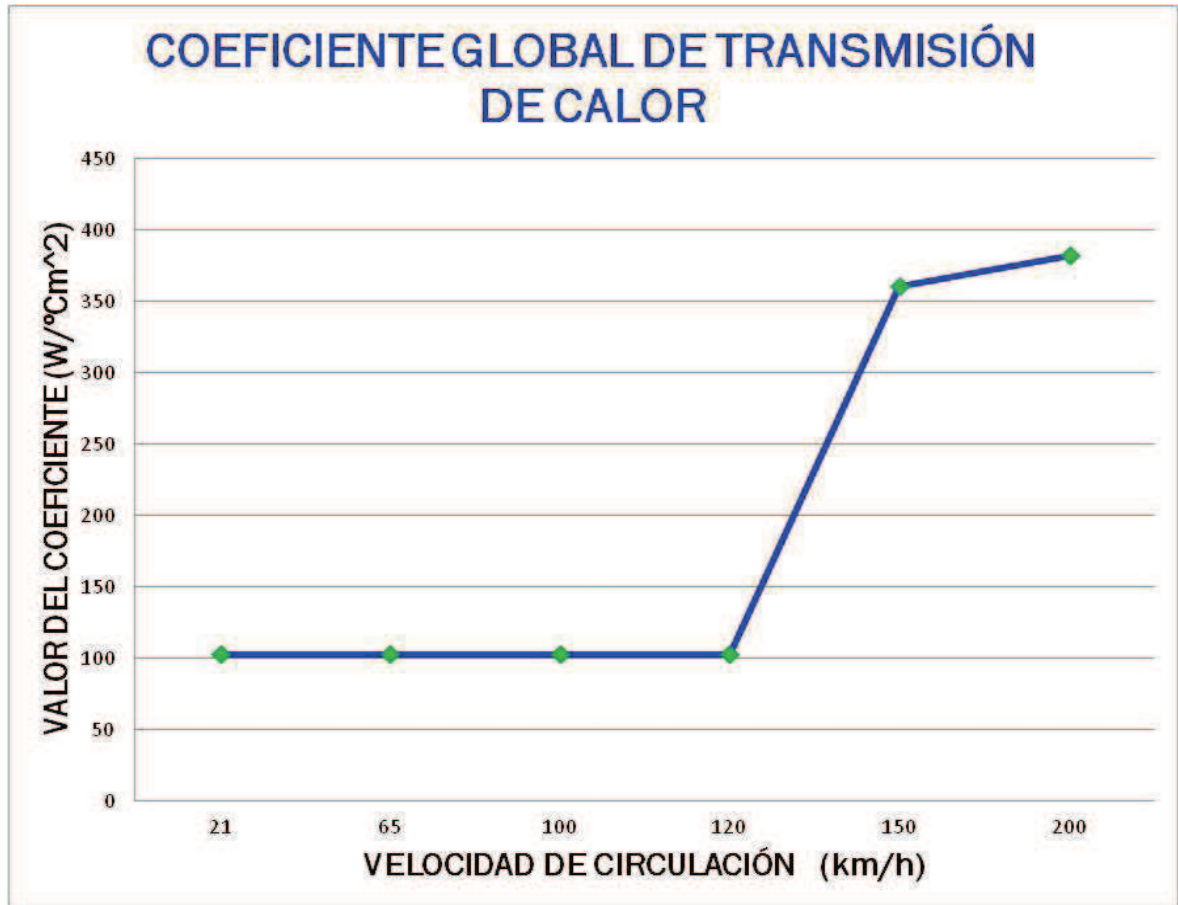
COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL LÍQUIDO REFRIGERANTE Y LOS TUBOS	Velocidad del líquido dentro de los tubos (m/s)	0,19	0,45	0,62	0,71	0,84	1,04
	Número de Reynolds	1665	3955	5464	6265	7406	9189
	Tipo de flujo Laminar $Re < 10000$ Turbulento $Re > 10000$	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR
	Número de Nusselt	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33
	Coeficiente de película ($W/m^2\text{°C}$)	487,70	487,70	487,70	487,70	487,70	487,70
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	Área de contacto con el fluido caliente (m^2)	0,96	0,72	0,65	0,62	0,59	0,56
	Área de contacto con el fluido frío (m^2)	6,42	4,81	4,32	4,13	3,90	3,69
	Conductividad térmica - LATÓN ($W/m\text{°C}$)	111	111	111	111	111	111
	Coeficiente global de transmisión de calor ($W/m^2\text{°C}$)	102	102	102	102	356	377

Tabla 4 Coeficiente de película entre refrigerante y tubos, y coeficiente global de transmisión de calor

En la tabla 3 aparece el valor del flujo másico de refrigerante utilizado para calcular la velocidad del mismo dentro de los tubos, con esa velocidad se ha sacado el valor de los números adimensionales de Reynolds y Nusselt y por lo tanto el del coeficiente de película entre refrigerante y tubos.

Como se observa en la tabla el flujo es “LAMINAR” para todas las velocidades y el coeficiente de película es igual en todos los casos.

Lo que si cambia es el valor del coeficiente global de transmisión de calor, que para flujos laminares de aire y refrigerante se encuentra dentro de los valores normales, pero para flujo turbulento del aire cambia drásticamente y se sale de los dichos valores normales.



Gráfica 3 Coeficiente global de transmisión de calor frente a velocidad de circulación

En la gráfica anterior se ve cómo cambia el valor del coeficiente global de transmisión de calor, drásticamente, para velocidades de circulación altas.

2.4.1.4 Efectividad y Energía Térmica disipada

En las tablas y gráficas siguientes, se analiza la variación de la efectividad y la energía térmica disipada provocada por las variaciones de velocidad.

EFECTIVIDAD DEL RADIADOR						
Cc (W/°C)	1413	3357	4637	5316	6285	7798
Cf (W/°C)	1413	3357	4637	5316	6285	7798
Efectividad	7,69%	7,69%	7,69%	7,69%	7,69%	7,69%

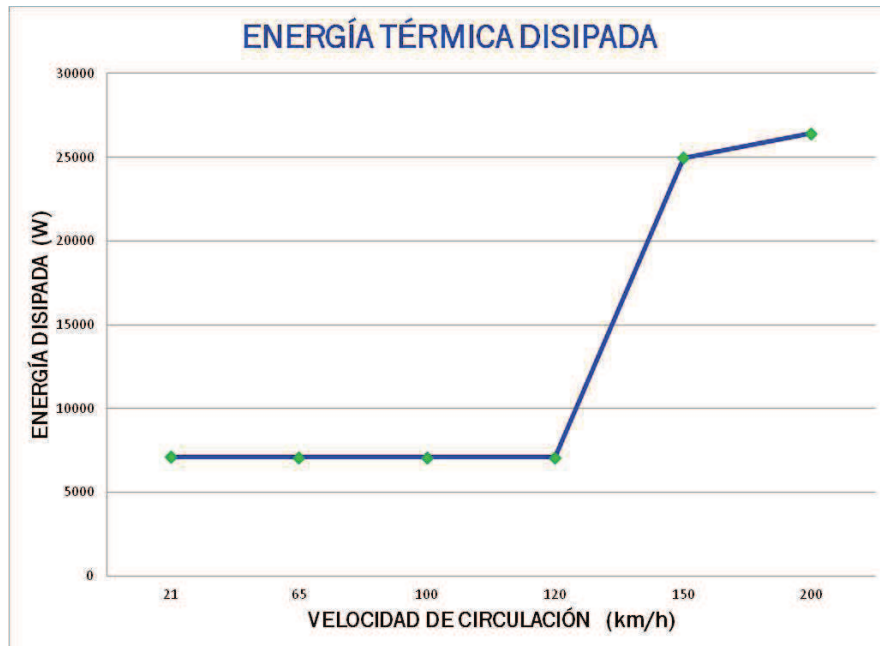
Tabla 5 Efectividad del radiador

De las efectividades se puede decir que los valores obtenidos son bastante bajos, valores normales se encuentran por encima del 23%, con las demás modificaciones se intentará lograr dicho valor.

Al ser iguales los valores de Cc y Cf y la variación de temperaturas de entrada y salida de refrigerante y aire, dan unos valores de efectividad bajos, posiblemente el error se encuentre en suponer que la variación de temperatura de líquido refrigerante sea igual al del aire.

ENERGÍA TÉRMICA DISIPADA						
Velocidad circulación (km/h)	21	65	100	120	150	200
Temperatura logarítmica media (°C)	69,88	69,88	69,88	69,88	69,88	69,88
Factor de corrección F	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Energía disipada total (W)	6844	5132	4609	4404	14694	14724
Energía disipada por unidad de área (W/m²)	7108	7091	7083	7080	24956	26426

Tabla 6 Energía Térmica disipada



Gráfica 4 Energía Térmica disipada frente a velocidad de circulación

La energía disipada por el radiador aumenta conforme aumenta la velocidad, cuando el flujo pasa a ser turbulento, ésta da un salto a valores más superiores.

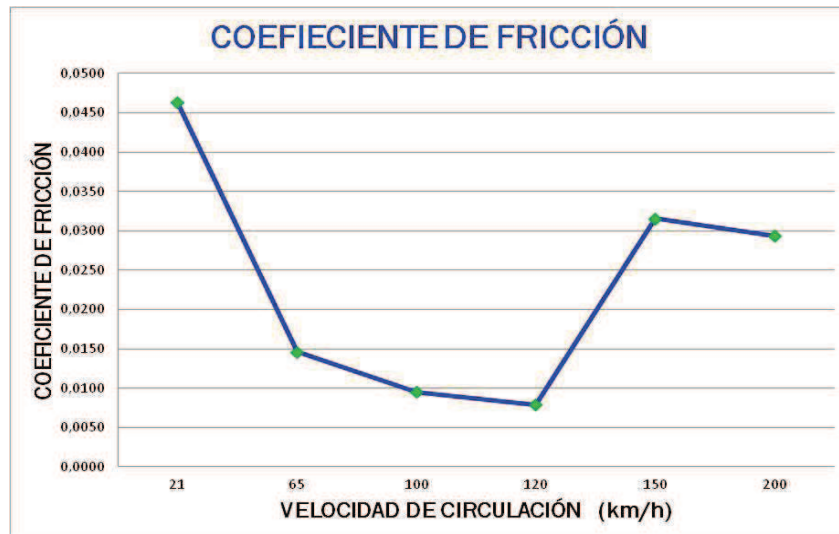
2.4.1.5 Caída de presión del aire

La caída de presión es necesaria saberla por efectos de la misma sobre el panel del radiador, y por motivos de resistencia aerodinámicos, en dónde siempre habrá de reducirla, ya que es siempre negativa a los objetivos que se desea obtener.

CAÍDA DE PRESIÓN DEL AIRE						
Velocidad circulación (km/h)	21	65	100	120	150	200
Coefficiente de fricción	0,0463	0,0146	0,0095	0,0079	0,0315	0,0294
Caída de presión (Pa)	13,71	43,46	66,86	80,23	500,08	827,33

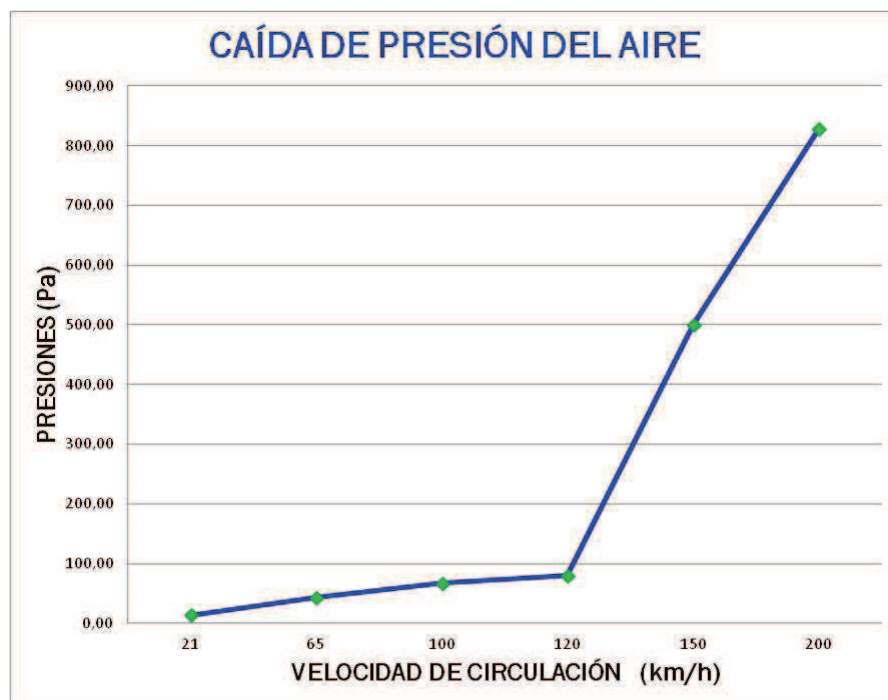
Tabla 7 Caída de presión del aire

Se observa en la tabla que el coeficiente de fricción depende exclusivamente del número de Reynolds por lo tanto de la velocidad de circulación, aquí en este caso disminuye hasta la velocidad de 120 km/h y para el valor de 150 km/h vuelve a crecer como se ve en la siguiente gráfica.



Gráfica 5 Coeficiente de fricción frente a velocidad de circulación

El comportamiento anómalo del coeficiente de fricción se puede explicar por el salto de flujo laminar a turbulento.



Gráfica 6 Caída de presión del aire frente a la velocidad de circulación

Con la gráfica anterior se puede concluir que la caída de presión aumenta cuando aumenta la velocidad, dándose un salto importante en el paso de flujo laminar a turbulento.

2.4.2 INFLUENCIA DEL TIPO DE REFRIGERANTE

Para este estudio, se va utilizar las tablas que se utilizaron en el punto 2.4.1, pero esta vez solo se tendrá en cuenta una velocidad de circulación, puesto que el objeto de estudio es la variación que produce la utilización de otro tipo de refrigerante, o lo que es lo mismo, la variación de las propiedades del líquido enfriador.

Actualmente se utiliza dos tipos de refrigerante:

- Mezcla de 50% de agua con 50% de glicol propileno, al tratarse de este componente, los fabricante recomiendan no pasarse del 50%
- Mezcla de 40% agua y 60% de glicol etileno, del cual los fabricantes recomiendan no pasarse del 60%

Las propiedades de las dos mezclas de agua con glicol se muestran en la siguiente tabla:

% GLICOL	50	60
Calor específico (J/kg°C)	3436	3271
Densidad (k/m³)	1014,3	1027,1
Viscocidad Dinámica (kg/m.s)	6,877 x 10E-4	5,85 x 10E-4
Viscocidad Cinemática (m²/s)	6,78 x 10E-7	5,695 x 10E-7
Conductividad térmica (W/m°C)	0,549	0,576
Número de Prandtl	4,29	3,32

Tabla 8 Propiedades de la mezcla de agua con glicol

Las propiedades utilizadas en los cálculos preliminares son de una mezcla de 50% de agua con 50% de glicol propileno.

2.4.2.1 Calor cedido al refrigerante, área frontal necesaria, coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador, caída de presión del aire

De la hoja de cálculo Excel adjunta a este proyecto, se determina que sobre estos parámetros no tiene influencia el que utilizemos un tipo de refrigerante u otro, así que no tiene sentido que se expongan tablas y gráficas para ellas.

2.4.2.2 Coeficiente global de transmisión de calor

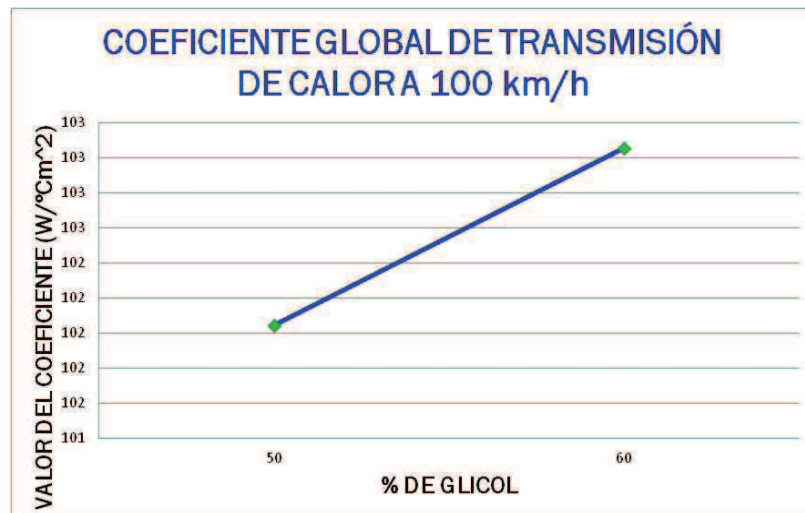
Para ver la influencia que tiene el tipo de refrigerante sobre el coeficiente global de transmisión de calor utilizamos la siguiente tabla y gráficas:

% GLICOL		50	60	50	60
COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL LÍQUIDO REFRIGERANTE Y LOS TUBOS	Flujo másico de refrigerante (kg/s)	1,35	1,42	2,28	2,38
	Caudal que debe dar la bomba (m ³ /s)	0,00133	0,00138	0,00224	0,00232
	Velocidad del líquido dentro de los tubos (m/s)	0,62	0,64	1,04	1,07
	Número de Reynolds	5464	5723	9189	11316
	Tipo de flujo Laminar Re < 10000 Turbulento Re > 10000	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	TURBULENTO
	Número de Nusselt	5,33	5,33	5,33	40,36
	Coeficiente de película (W/m ² °C)	487,70	511,68	487,70	3874,46
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	Área de contacto con el fluido caliente (m ²)	0,65	0,65	0,55	0,55
	Área de contacto con el fluido frío (m ²)	4,32	4,32	3,63	3,63
	Conductividad térmica - LATÓN (W/m°C)	111	111	111	111
	Coeficiente global de transmisión de calor (W/m ² °C)	102	103	377	1164

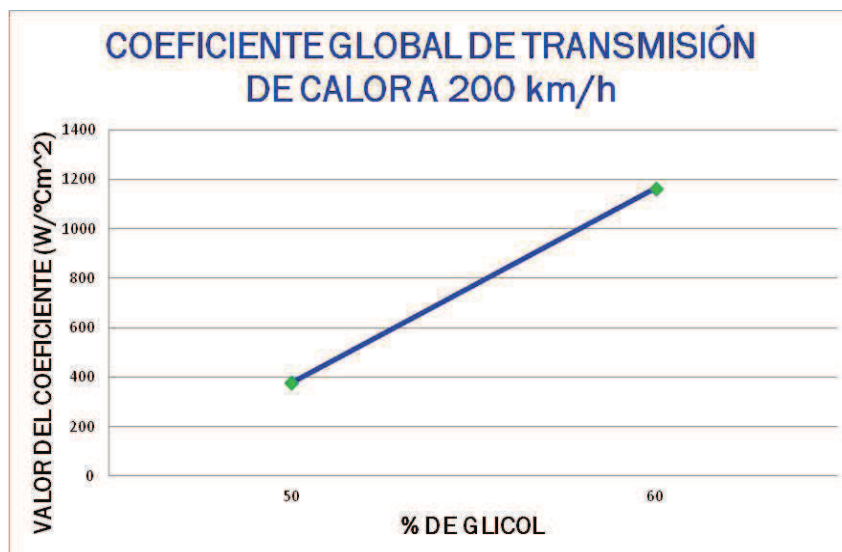
Tabla 9 Coeficiente de transmisión de calor según el tipo de refrigerante

Antes de pasar a ver las gráficas, cabe comentar que al pasar de un tipo al otro de refrigerante, se da un aumento del flujo másico de refrigerante, del caudal que debe proporcionar la bomba, del número de Reynolds, del coeficiente de película entre líquido refrigerante y tubos, y del coeficiente global de transmisión de calor.

Se puede decir que estos aumentos son positivos, pero para la velocidad de 200 km/h el flujo ha pasado de ser laminar a turbulento, algo que resulta negativo.



Gráfica 7 Coeficiente global de transmisión de calor frente a % de glicol del refrigerante para una velocidad de 100 km/h



Gráfica 8 Coeficiente global de transmisión de calor frente a % de glicol del refrigerante para una velocidad de 200 km/h

Se observa en las gráficas anteriores una tendencia al crecimiento del coeficiente global de transmisión de calor, al aumentar la proporción de líquido refrigerante en la mezcla.

2.4.2.3 Efectividad y Energía térmica disipada del radiador

EFECTIVIDAD DEL RADIADOR				
Velocidad circulación (km/h)	100	100	200	200
% GLICOL	50	60	50	60
Cc (W/°C)	4637	4636	7798	7798
Cf (W/°C)	4637	4733	7798	7960
Efectividad	7,69%	7,54%	7,69%	7,54%

ENERGÍA TÉRMICA DISIPADA				
Temperatura logarítmica media (°C)	69,88	69,88	69,88	69,88
Factor de corrección F	0,99	0,99	0,99	0,99
Energía disipada total (W)	4594	4639	14314	44186
Energía disipada por unidad de área (W/m ²)	7060	7129	26094	80553

Tabla 10 Efectividad y Energía térmica disipada por %Glicol en el refrigerante

Hay que destacar que la efectividad del radiador se ve disminuida al aumentar la proporción de glicol en la mezcla de agua y glicol, sin embargo la energía térmica disipada aumenta.

2.4.3 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA AMBIENTE

En los cálculos se ha utilizado de referencia una temperatura ambiente de 20°C, con la absorción de calor del radiador por parte del aire, éste llega a una temperatura de 25°C, el dato de la temperatura de salida se ha supuesto, en el caso de radiadores de automóviles no se sabe la temperatura de salida de los dos fluidos, existen métodos numéricos para calcularlas, en este proyecto en concreto, para saber las temperaturas de salida reales o prácticamente reales se utilizará la simulación en Ansys CFX vista en este documento más adelante.

Se sabe que las temperaturas del medioambiente cambian constantemente, luego no siempre se va a encontrar a 20°C, que para objetos prácticos suele ser cómodo tomar esa temperatura, se puede decir que las temperaturas del medio ambiente cambian y se mantienen más o menos en una media durante las cuatro estaciones del año.

Según datos sacados de la bibliografía citada en la bibliografía, en el presente proyecto se tomarán en cuenta casos extremos, por ejemplo temperaturas medias en invierno de 5°C, medias en primavera y otoño de 20°C (utilizada en los cálculos) y de 35°C en verano.

Antes de empezar a analizar que pasa al modificar la temperatura del aire, cabe destacar que mientras más baja sea, será mucho mejor para lograr el objetivo del radiador, que es disipar el calor recogido por el refrigerante del motor. Por otro lado quedan los problemas de mayor consumo de combustible y no encendido, por ejemplo, que se producen cuando el motor está frío, no objetos de este proyecto.

Pues bien, en las siguientes tablas y gráficas se observará los efectos que producen los cambios térmicos, se tomará como referencia una sola velocidad, la cuál será 100 km/h y se ha de mantener fijo el refrigerante, para este caso se tomará el de 50% de contenido en volumen de glicol.

Lo primero a tener en cuenta es que, si la temperatura del medio ambiente cambia, cambian las propiedades físicas del aire.

PROPIEDADES DEL AIRE	TEMPERATURAS (°C)					
	5+10/2 = 7,5	5+95/2 = 50	20+25/2 = 22,5	20+95/2 = 58	35+40/2 = 37,5	35+95/2 = 62,5
Calor específico (J/kg°C)	1005,8	1007,4	1006,25	1008	1006,7	1008,1
Densidad (kg/m³)	1,258	1,092	1,184	1,068	1,130	1,052
Viscosidad Dinámica (kg/m.s)	17,57 x 10E-6	19,57 x 10E-6	18,41 x 10E-6	19,92 x 10E-6	18,99 x 10E-6	20,14 x 10E-6
Viscosidad Cinemática (m²/s)	13,97 x 10E-6	17,92 x 10E-6	15,5 x 10E-6	18,65 x 10E-6	16,72 x 10E-6	20,16 x 10E-6
Conductividad térmica (W/m°C)	24,67 x 10E-3	27,81 x 10E-3	25,73 x 10E-3	28,34 x 10E-3	26,83 x 10E-3	28,70 x 10E-3
Número de Prandtl	0,717	0,709	0,713	0,708	0,711	0,708

Tabla 11 Propiedades del aire a ciertas temperaturas

En la tabla figuran las temperaturas medias, entre entrada y salida del aire, dejando fija la variación en 5°C y también las medias entre la superficie del radiador que siempre estará a 95°C y la temperatura del aire (5, 20 y 35 °C), que se utilizará para los coeficientes de película.

2.4.3.1 Calor cedido al refrigerante. Coeficiente de película entre el líquido refrigerante y los tubos. Efectividad

En estos apartados no tiene prácticamente influencia la temperatura, pues los valores permanecen constantes a las variaciones térmicas del aire.

Si se quieren mirar los resultados para este apartado, se pueden mirar los anexos de este proyecto, allí vienen reflejadas todas las tablas que se han hecho para estos análisis.

2.4.3.2 Área frontal del radiador

ÁREA FRONTAL DEL RADIADOR			
Velocidad circulación (km/h)	100	100	100
TEMPERATURA	5	20	35
Flujo másico de aire (kg/s)	4,61	4,61	4,61
Área necesaria de para flujo de aire (m ²)	0,13	0,14	0,16
Número de aletas por recinto	70	74	83
Longitud del panel (mm)	425	450,7	506,4
Altura del panel (mm)	396	396	396
Área frontal del radiador (m ²)	0,17	0,18	0,20

Tabla 12 Área frontal necesaria con influencia de la temperatura

Se observa en la tabla anterior que el incremento de temperatura implica un aumento de área frontal de radiación, es decir si la temperatura del ambiente crece el radiador debería ser más grande.

2.4.3.3 Coeficiente global de transmisión de calor

La modificación de la temperatura, no influía en el coeficiente de película entre el refrigerante y los tubos, sin embargo si que afecta al coeficiente de película entre el panel del radiador y el aire, al área frontal necesaria, luego es obvio que afectará al coeficiente global de transmisión de calor.

	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR			
	Velocidad circulación (km/h)	100	100	100
	TEMPERATURA	5	20	35
COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL AIRE Y EL PANEL DEL RADIADOR	Velocidad del aire (m/s)	27,78	27,78	27,78
	Número de Reynolds	9027	6744	6256
	Tipo de flujo Laminar Re < 10000 Turbulento Re > 10000	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR
	Número de Nusselt	3,11	3,11	3,11
	Coefficiente de película (W/m^2°C)	19,05	19,41	19,66
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	Área de contacto con el fluido caliente (m^2)	0,61	0,65	0,73
	Área de contacto con el fluido frío (m^2)	4,07	4,32	4,86
	Conductividad térmica - LATÓN (W/m°C)	111	111	111
	Coefficiente global de transmisión de calor (W/m^2°C)	100	102	103

Tabla 13 Coeficiente global de transmisión de calor con influencia de la temperatura

El coeficiente de película aumenta al aumentar la temperatura, por su parte el coeficiente global de temperatura también ambiente también aumenta, algo que resulta beneficioso.

Cabe destacar la importancia del número de Reynolds, que en este caso disminuye conforme aumenta la temperatura, esto se da por los efectos de la viscosidad cinemática, como se observa en la tabla 11, aumenta con el aumento de temperatura.

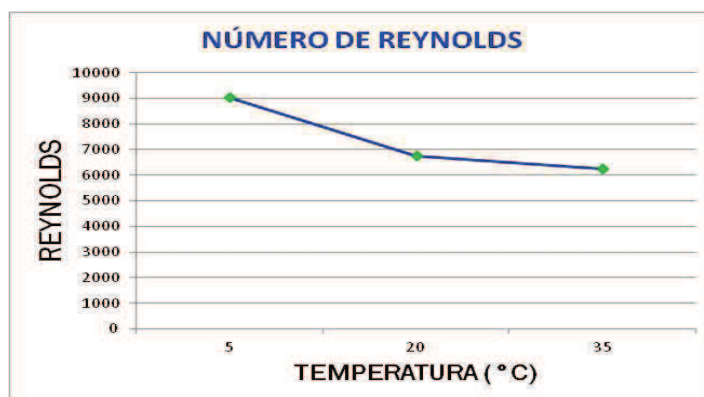


Tabla 14 Número de Reynolds frente a la temperatura

2.4.3.4 Energía térmica disipada. Caída de presión del aire

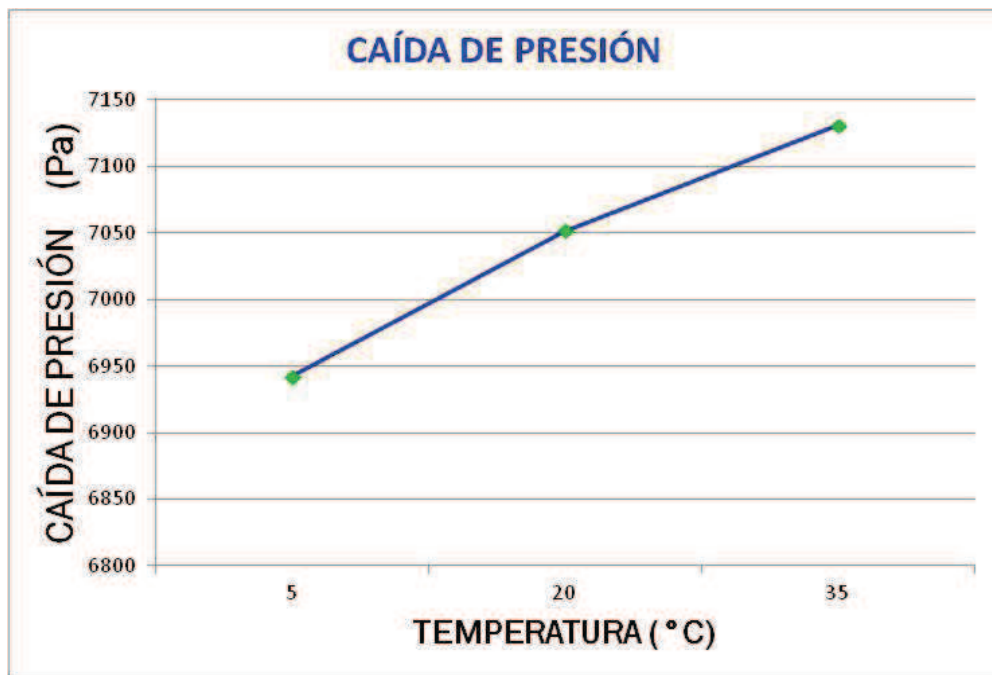
ENERGÍA TÉRMICA DISIPADA			
Velocidad circulación (km/h)	100	100	100
TEMPERATURA	5	20	35
Temperatura logarítmica media (°C)	69,88	69,88	69,88
Factor de corrección F	0,99	0,99	0,99
Energía disipada total (W)	4258	4588	5213
Energía disipada por unidad de área (W/m ²)	6942	7052	7131

CAÍDA DE PRESIÓN DEL AIRE			
Coefficiente de fricción	0,0071	0,0095	0,0102
Caída de presión (Pa)	53,52	67,98	69,74

Tabla 15 Energía Térmica disipada y Caída de presión del aire con influencia de la temperatura

Nótese un aumento de la energía térmica disipada y un aumento de la caída de presión del aire, siendo menos acusada a temperaturas altas que a temperaturas bajas, debido a que es mayor el efecto que produce el decrecimiento del número de Reynolds sobre el coeficiente de fricción que la disminución de la densidad.

En la siguiente gráfica se ve la variación de la caída de presión del aire en función de las temperaturas.



Gráfica 9 Caída de presión frente a la temperatura

Como se decía, la caída de presión baja un poco a temperaturas más cercanas a los 40°C pero no demasiado.

2.4.4 VARIACIONES PRODUCIDAS POR EL TIPO DE MATERIAL

En el documento Memoria, se especifica que los radiadores se hacen de latón y de aluminio, en los cálculos hasta ahora se había utilizado las propiedades del latón, exactamente en donde tiene influencia el tipo de material es en el coeficiente global de transmisión de calor, para la parte de conducción, a la cual se le ha restado importancia en este proyecto, en principio si se reemplaza en alguna de las tablas el valor de la conductividad térmica (en el caso del latón de 111 W/m°C) por el del aluminio (204 W/m°C), el coeficiente no varía prácticamente, pero la energía térmica disipada si, resultando un incremento de un 2% aproximadamente.

2.5 DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS FINALES DEL RADIADOR PARA EL VEHÍCULO UTILITARIO

Una vez hecho el estudio de las variables que se puede tener a la hora de determinar el radiador para el vehículo utilitario, ya se puede dar las dimensiones finales del panel, características del refrigerante, etc.

2.5.1 DIMENSIONES

En los apartados anteriores se vio que si aumenta la velocidad de circulación el área frontal necesaria disminuye, mientras menos espacio ocupe el radiador mejor, sin embargo cuando la temperatura es demasiado alta (35°C en el estudio anterior), se necesita más área de refrigeración, entonces se buscará unas dimensiones que satisfagan la necesidad a altas temperaturas.

En concreto y en este caso, las dimensiones serán:

- Longitud total del panel = 506,4 mm
- Altura del panel = 396 mm

Dichas medidas se corresponden con la Tabla 12, de influencia de la temperatura del área frontal necesaria.

¿Por qué se eligió la velocidad de 100 km/h para dicho análisis? Porque el vehículo sobre el que se ha hecho el estudio y descrito en la memoria, tiene una velocidad máxima de 200 km/h y una mínima de 0 km/h, entonces por media se cogió 100km/h.

Un fallo puede darse si las temperaturas son altas y la velocidad baja, no se lograría satisfacer las necesidades de disipación de calor con el área elegida.

Para solucionar dichos problemas se instalará un ventilador, algo que se ha hecho siempre en un sistema de refrigeración. Si no se hace esto, se necesitaría un radiador con área mucho mayor, por ejemplo para circular a 10 km/h y el ambiente se encuentra a 35 °C, haría falta un área de 896 x 396 mm.

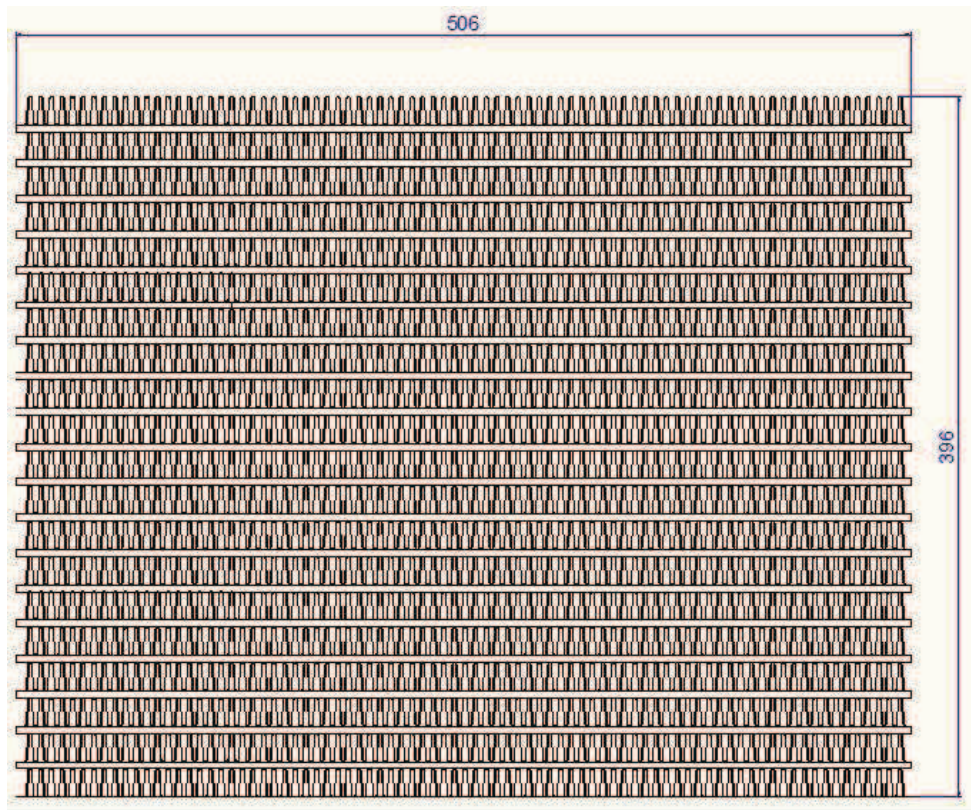


Fig. 16 Dimensiones finales del radiador para el vehículo utilitario

2.5.2 TIPO DE REFRIGERANTE

El uso de uno u otro refrigerante, en este caso viene determinado por la variación que produce el líquido refrigerante en el coeficiente global de transmisión. Se vio que al aumentar la cantidad de glicol en la mezcla se da un aumento del coeficiente, luego se empleará un 60% de glicol para la mezcla que conforma el líquido refrigerante. Por su parte la energía térmica disipada también se ve aumentada.

La efectividad se veía reducida, pero hay que tener en cuenta que aun no se sabe la efectividad real porque la diferencia de temperaturas que sufre el refrigerante y el aire sigue siendo la misma.

Las propiedades físicas de dicho compuesto, están especificadas en la Tabla 8 de este documento, luego no tiene sentido repetirlas y las temperaturas de ebullición y congelación vienen descritas en el documento Memoria.

2.5.3 MATERIALES PARA EL PANEL DEL RADIADOR

En este caso se hará de latón puesto que no se apreciaban muchas diferencias en cuanto a ganancia del coeficiente global de transmisión de calor y energía térmica disipada.

Según esto se le ha dado más valor al factor económico que al energético.

2.6 CÁLCULOS PARA UN RADIADOR DE TUBOS ACTUALMENTE UTILIZADO EN AUTOMOCIÓN PARA UN MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

El modelo de radiador que se propone para este caso será el mismo que fue utilizado para el vehículo utilitario, así será más fácil ver las diferencias que se dan entre uno y otro.

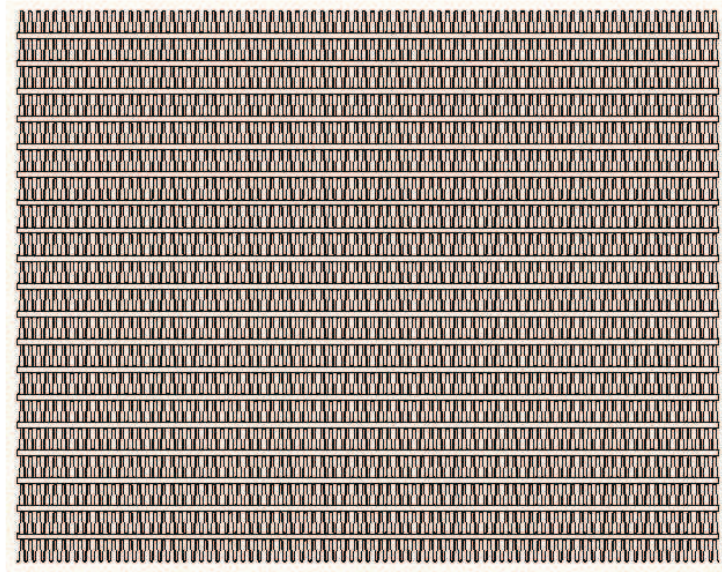


Fig. 17 Vista frontal del panel del radiador

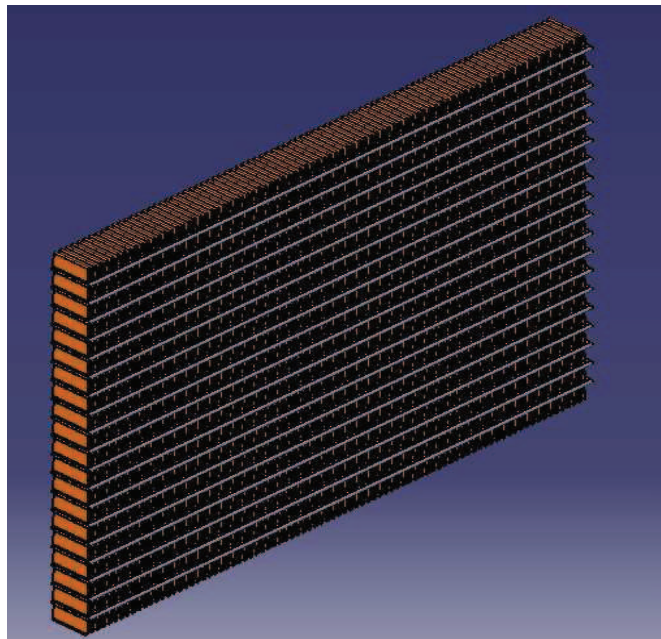


Fig. 18 Vista en 3D del panel del radiador

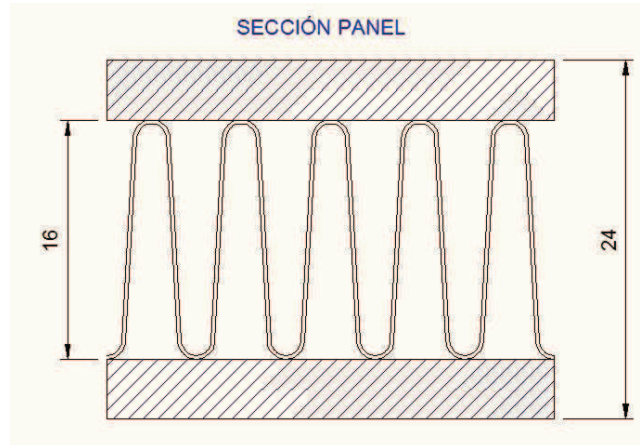


Fig. 19 Sección panel del radiador

2.6.1 Tª DEL LÍQUIDO REFRIGERANTE Y DEL AIRE DE REFRIGERACIÓN

Para empezar la temperatura de entrada del líquido refrigerante al radiador será 110°C, que es un valor razonable para vehículos bastante potentes.

La temperatura de entrada del aire será 40°C, en el ambiente de un Gran Premio la temperatura ronda los 30°C, pero en pista es mayor y en el habitáculo puede llegar a los 55°C, así que 40°C para el aire de entrada será un valor bastante cercano a la realidad.

El problema que se nos plantea son las temperaturas de salida del aire y del líquido refrigerante.

Para el aire, se debe tener en cuenta que como máximo se podría llegar a una temperatura de 90°C, puesto que una temperatura mayor afectaría ciertas partes del monoplaça, principalmente tuberías, pero 90°C es un valor fuera de lo normal, un valor razonable sería 60°C.

Para el líquido refrigerante, se tomará en consideración que la diferencia de temperaturas de entrada y salida será parecida o prácticamente igual a la diferencia de temperaturas de entrada y salida del aire.

Luego tendremos que las temperaturas son las siguientes:

$T_e = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura de entrada del refrigerante
$T_{fd} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura a la salida de los tubos, final de diseño
$T_{ae} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura de entrada del aire
$T_{as} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura de salida del aire

$$\Delta T_{\text{aire}} = \Delta T_{\text{refrigerante}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{media aire}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{mediaref}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Propiedades físicas del líquido refrigerante a $T = 100^{\circ}\text{C}$

El líquido refrigerante utilizado es una mezcla de 50% de agua y 50% de glicol (% en volumen):

- Calor específico (C_r) = 3,420 kJ/kg $^{\circ}\text{C}$
- Densidad (ρ_r) = 1008 Kg/m³
- Viscosidad dinámica (μ_r) = 2,925x10⁻³ Kg/m.s
- Conductividad térmica (K_r) = 0,561 W/m $^{\circ}\text{C}$
- Prandtl = $Pr = C_r \cdot \mu_r / K = 17,83$
- Viscosidad cinemática = 2,90 x 10⁻⁶ m²/s

Propiedades físicas del aire de refrigeración a $T = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$

- Calor específico (C_a) = 1,0074 kJ/kg $^{\circ}\text{C}$
- Densidad (ρ_a) = 1,0924 kg/m³
- Viscosidad dinámica (μ_a) = 19,57 kg/m.s
- Conductividad térmica (K_a) = 0,0278 W/m $^{\circ}\text{C}$
- Prandtl (Pr) = 0,707
- Viscosidad cinemática (ν_a) = 20,41. 10⁻⁶ m²/s

2.6.2 FLUJO MÁSIKO DE AIRE NECESARIO

a) Flujo másico de aire necesario para disipar el calor total

La cantidad de calor que hay que disipar en el radiador es

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = 382143 \text{ W}$$

El calor que absorbe el refrigerante de las partes del motor es igual al cedido por el radiador al aire, luego se tiene que:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = \dot{Q}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air}} \cdot C_a (T_{\text{as}} - T_{\text{ae}})$$

El significado de cada variable y sus valores están definidos anteriormente, lo que está por determinar es el flujo másico de aire que se necesita para disipar esa cantidad de calor, luego entonces, reemplazando queda:

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{\dot{Q}_{\text{air}}}{C_a (T_{\text{as}} - T_{\text{ae}})} = \frac{382143}{1007,4 \times 20} = 18,96 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2.6.3 CÁLCULO DEL ÁREA DE RADIACIÓN NECESARIA

a) Área necesaria para disipar el calor total

Se había calculado en el apartado 2.4.2 el flujo másico de aire necesario para disipar la cantidad de calor generada por el motor.

Ahora se va a calcular el área frontal necesaria.

La ecuación que relaciona el flujo másico de aire con el área por la cual circula es la siguiente:

$$\dot{m}_{\text{air}} = v_{\text{air}} \rho_{\text{air}} A_{\text{total}}$$

$$A_{\text{total}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{v_{\text{air}} \rho_{\text{air}}} = \frac{18,96}{55,56 \times 1,0924} = 0,312 \text{ m}^2$$

2.6.4 DIMENSIONES DEL PANEL DEL RADIADOR

Con el área frontal necesaria obtenida en el apartado anterior, se calcula ahora las dimensiones del radiador.

a) Área por la cual circula el aire

Se procede de la misma manera que en el caso del vehículo utilitario, manteniendo fijo el número de tubos, por lo tanto el de recintos por los cual circula el aire.

$$A_1 = \text{área de una fila de aletas}$$

$$A_1 = \frac{0,312}{N^{\circ} \text{ recintos}} = \frac{0,312}{20} = 0,0156 \text{ m}^2$$

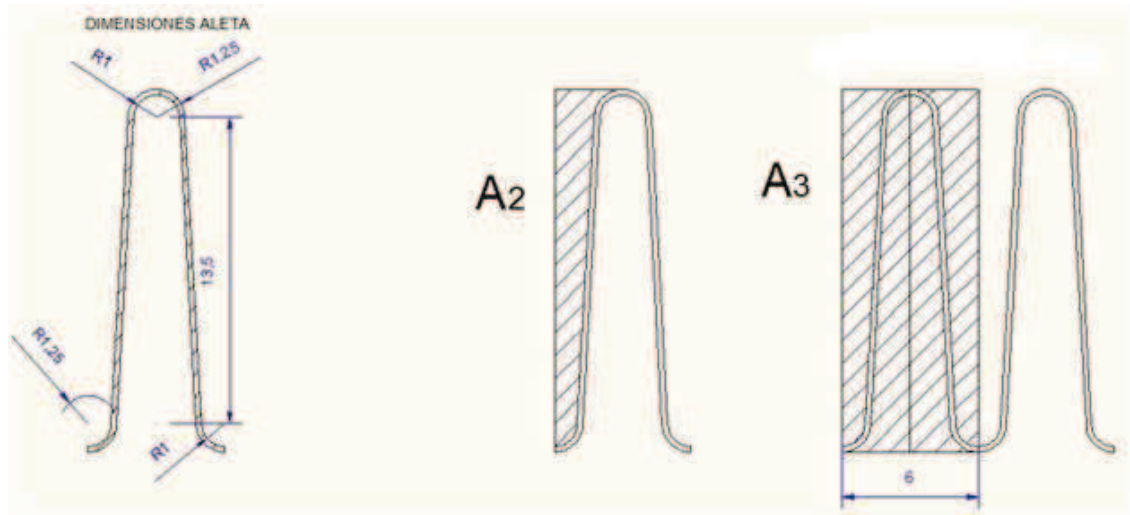


Fig. 20 Geometría de la aleta y áreas de flujo de aire

Se tenía los siguientes valores para las áreas representadas en la imagen:

$$A_2 = \frac{3 \times 15,75}{2} = 23,63 \text{ mm}^2 = 2,363 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A_3 = 4 \times 2,363 \cdot 10^{-5} = 9,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Para calcular el número de aletas por fila se dividen las siguientes áreas:

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{0,0156}{9,45 \cdot 10^{-5}} = 165 \text{ aletas}$$

Esto quiere decir que la longitud total del radiador para disipar la cantidad de calor generada circulando a 200 km/h es de $(165 \times 6) + 6 = 996 \text{ mm}$, al igual que en el caso del vehículo utilitario, se añaden 3 mm a cada lado de los tubos para poner los cabeceros

La altura, al igual que en el caso del vehículo utilitario sería el resultado de multiplicar $(16 \times 20) + (4 \times 19) = 396 \text{ mm}$.

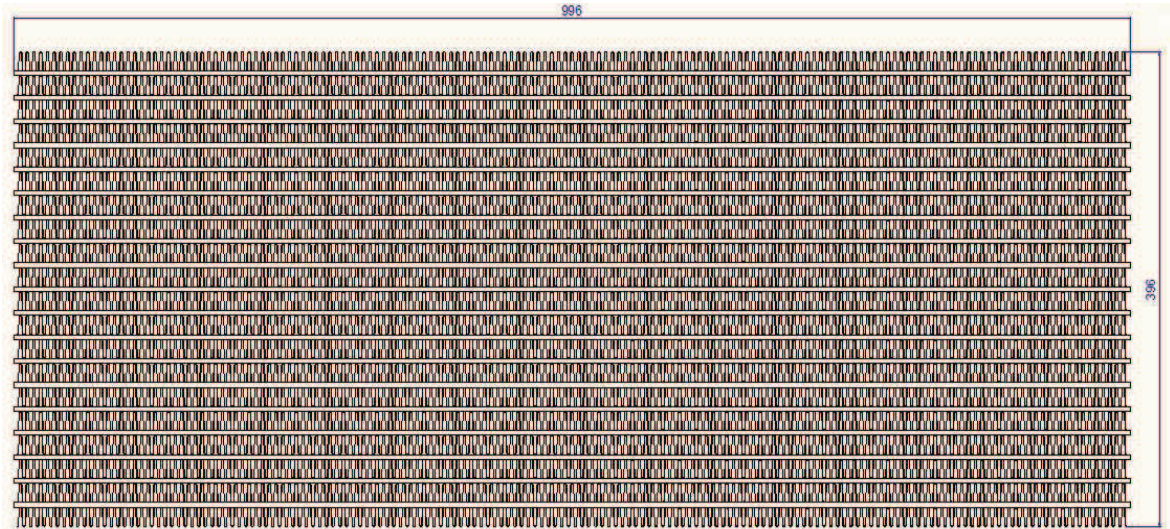


Fig. 21 Dimensiones del panel del radiador

2.6.5 FLUJO MÁSCO DE REFRIGERANTE QUE ATRAVIESA LOS TUBOS

La ecuación de transferencia de calor a utilizar es la siguiente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r \cdot C_r \cdot (T_e - T_{fd})$$

El calor a disipar en el radiador es 382142 W, luego el flujo másico de refrigerante será:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}}{C_r \cdot (T_e - T_{fd})} = \frac{382143}{3420 \times (20)} = 5,60 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2.6.6 CAUDAL QUE DEBE PROPORCIONAR LA BOMBA

Para calcular el caudal que debe proporcionar la bomba se utiliza la siguiente ecuación si se conoce el flujo másico que proporciona:

$$\dot{V}_b = \frac{\dot{m}_r}{\rho_r} = \frac{5,60}{1008} = 0,0055 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

2.6.7 COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL AIRE Y EL PANEL DEL RADIADOR

a) Propiedades del aire

Las propiedades del aire se deben tomar a la temperatura media entre la temperatura del aire y la temperatura a la que se encuentran las aletas.

En este caso la temperatura del aire sería $T_{ae} = 40^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de las aletas sería como máximo $T_e = 110^{\circ}\text{C}$.

No se ha tenido en cuenta la conducción de calor porque el término más representativo es la convección.

Propiedades del aire a $T_m = 75^{\circ}\text{C}$ (Presión atmosférica)

- $\gamma_{\text{air}} = 20,42 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- $K = 29,57 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$
- $Pr = 0,707$

b) Diámetro hidráulico y Número de Reynolds

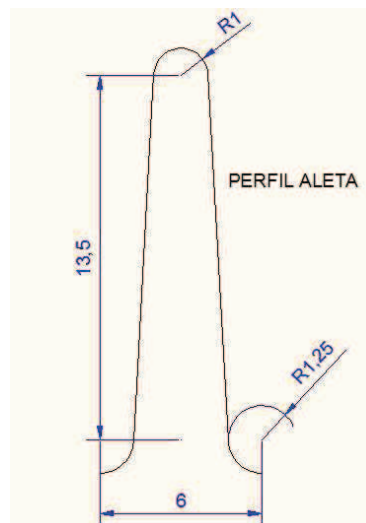


Fig. 22 Perfil interior de la aleta

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

$$S = 2 \times A_1 = 2 \times 2,363 \cdot 10^{-5} = 1,89 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$P = \pi \times 0,001 + \pi \times 0,00175 + 0,0135 \times 2 + 0,006 = 0,04164 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{1,89 \cdot 10^{-4}}{0,04164} = 0,00454 \text{ m}$$

$$Re = \frac{v_{\text{air}} \times D_h}{\gamma_{\text{air}}} = \frac{55,6 \times 0,00454}{20,41 \cdot 10^{-6}} = 12364,7$$

Como el valor del número de Reynolds es superior a 10000, este ante un caso de flujo turbulento, cabía de esperarse que sea turbulento porque la geometría de las aletas y la velocidad es la misma que en el caso del vehículo utilitario, la diferencia está las propiedades del aire por que las temperaturas aquí son mayores.

c) Coeficiente de película

Se aplica la ecuación de Dittus-Buelter para determinar el número de Nusselt para flujo turbulento:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$$

Con $n=0,4$ puesto que la temperatura de la pared es superior a la del fluido, en este caso aire.

Reemplazando se tiene que:

$$Nu = 0,023 (12364,7)^{0,8} (0,707)^{0,4} = 37,60$$

Con el número de Nusselt y la ecuación del coeficiente de película, se obtiene que:

$$h_{\text{air}} = \frac{37,60 \times 29,57 \cdot 10^{-3}}{0,00454} = 244,93 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

2.6.8 COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL LÍQUIDO REFRIGERANTE Y LOS TUBOS

d) Diámetro hidráulico

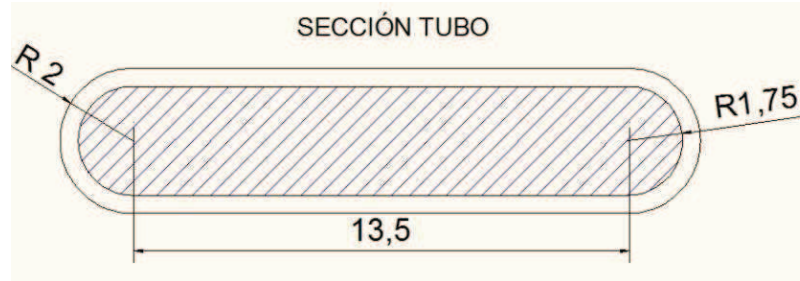


Fig. 23 Sección del tubo fino

El diámetro hidráulico de la sección del tubo es el siguiente:

$$D_h = 4 \cdot \frac{56,87 \cdot 10^{-6}}{(13,5 \times 3,5) + (2\pi \times 1,75) \cdot 10^{-6}} = 0,006 \text{ m}$$

e) Número de Reynolds

Para saber la velocidad a la que circula el líquido refrigerante por los tubos se utiliza la ecuación de flujo másico.

$$\dot{m}_r = v_1 \cdot \rho_r \cdot A_r \cdot N_{\text{tubos}}$$

$$v_1 = \frac{\dot{m}_r}{\rho_r \cdot A_r \cdot N_{\text{tubos}}} = \frac{5,60}{1008 \times 56,87 \cdot 10^{-6} \times 38} = 2,57 \text{ m/s}$$

$$Re = v_1 \cdot \frac{D_h}{\gamma_r} = \frac{2,57 \times 0,006}{2,90 \cdot 10^{-6}} = 5319$$

Como $5319 < 10000$, este es un caso de flujo laminar.

f) Coeficiente de película

El número de Nusselt para flujos laminares es de la siguiente forma:

$$Nu = 5,33 = \frac{h_r D_h}{K_r}$$

$$h_r = \frac{5,33 \times K}{D_h} = \frac{5,33 \times 0,561}{0,006} = 498,36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

2.6.9 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La ecuación del coeficiente global de transferencia de calor, es la siguiente:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_r} + \frac{A_{fc}}{h_{air} A_{ff}} + \frac{e}{K_{latón}}}$$

Los parámetros ya se definieron con anterioridad

a) Área de contacto con el fluido caliente

Así mismo, como el caso del vehículo utilitario, esta área se refiere al área total que conforman el interior de los tubos.

P = Perímetro interior del tubo = $(2\pi \times 0,00175) + (2 \times 0,0135) = 0,037996$ m

L = longitud del tubo = 0,996 m

N_{tub} = número de tubos = 38

$$A_{fc} = P \times L \times N_{tub} = 0,037996 \times 0,996 \times 38 = 1,438 \text{ m}^2$$

b) Área de contacto con el fluido frío A_{ff}

Se tenía que el área de contacto con el fluido frío estaba definida por la siguiente ecuación:

$$A_{ff} = P \cdot L \cdot N_{\text{espacios aletas}} \cdot N^{\circ}_{\text{recintos}}$$

Con $P = 0,04164$, $x = 0,035$, N° de espacios entre aletas = 330 y N° recintos = 20.

Luego:

$$A_{ff} = 0,04164 \times 0,035 \times 330 \times 20 = 9,62 \text{ m}^2$$

c) Coeficiente global de transferencia de calor

Reemplazando en la ecuación del punto b) se obtiene que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{498,4} + \frac{1,438}{244,93 \times 9,62} + \frac{0,00025}{111}} = 381,83 \text{ W/m}^2$$

2.6.10 EFECTIVIDAD Y ENERGÍA TÉRMICA DISIPADA

a) Efectividad del radiador

La ecuación para la efectividad es la siguiente:

$$\varepsilon = \frac{C_{\max}(T_e - T_{fd})}{C_{\min}(T_e - T_{as})}$$

$$C_c = \dot{m}_r \cdot C_r = 5,60 \times 3420 = 19152 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}} = C_{\max}$$

$$C_f = \dot{m}_{\text{air}} \cdot C_{\text{air}} = 18,96 \times 1007 = 19092 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}} = C_{\min}$$

Reemplazando queda:

$$\varepsilon = \frac{19152 \times (110 - 90)}{19092 \times (110 - 60)} = 0,40 \times 100 = \mathbf{40 \%}$$

b) Energía térmica disipada por el radiador

Se tiene la ecuación la energía térmica disipada:

$$q = U \cdot A_{ff} \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

Siendo:

q = Calor disipado por el radiador

U = Coeficiente global de transmisión de calor ($381,83 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

A_{ff} = Área de contacto con el fluido frío ($9,62 \text{ m}^2$)

F = Factor de corrección

ΔT_{lm} = Temperatura logarítmica media

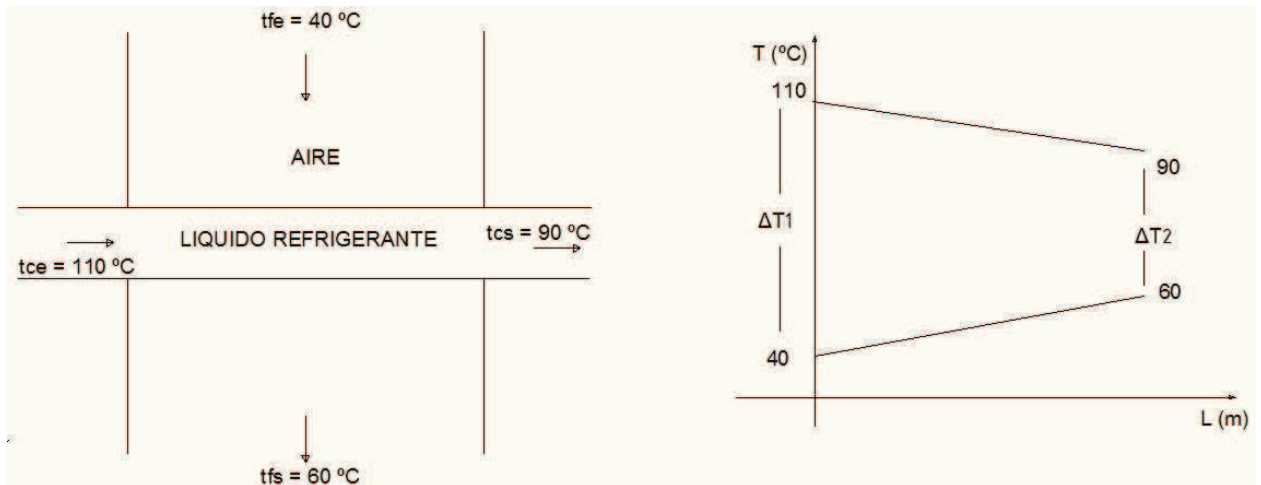


Fig. 24 Temperatura frente a longitud en un monoplaza de F1

- Temperatura logarítmica media ΔT_{lm}

La ecuación para la temperatura logarítmica media es la siguiente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{70 - 30}{\ln\left(\frac{70}{30}\right)} = 47,2\text{ °C}$$

- Factor de corrección **F**

Para ello se tendrán que calcular los calores de P y R con las siguientes ecuaciones.

$$P = \frac{t_{as} - t_{ae}}{t_e - t_{ae}} \quad \text{y} \quad R = \frac{t_e - t_{fd}}{t_{fair} - t_{ae}}$$

$$P = \frac{60 - 40}{110 - 40} = \frac{20}{60} = 0,33$$

$$R = \frac{110 - 90}{60 - 40} = \frac{20}{20} = 1$$

Entonces el valor de F es: $F = 0,99$.

Por su parte, reemplazando los valores de U, Aff, ΔT_{lm} , y F se obtiene el valor de la energía térmica disipada.

$$q = 381,83 \times 9,62 \times 0,99 \times 47,2 = 171641,5 \text{ W}$$

Igual que en el caso del vehículo utilitario, para la simulación con Ansys CFX, se necesita saber la cantidad de energía disipada por unidad de área de los tubos, luego habrá que dividir la cantidad anterior por el área interna de los tubos A_{ff}

$$\frac{q}{A_{ff}} = \frac{171641,5}{9,62} = 17842 \text{ W/m}^2$$

2.6.11 CAÍDA DE PRESIÓN DEL AIRE

La ecuación a utilizar será la misma que para el caso del turismo:

$$\Delta P = \frac{f_r \cdot (v_{air})^2 \cdot x \cdot \rho_{air}}{D_h}$$

El coeficiente de fricción f_r para el caso de flujo turbulento toma el siguiente valor:

$$f_r = \frac{0,3164}{Re^{\frac{1}{4}}} = \frac{0,3164}{10,544} = 0,03$$

Así:

$$\Delta P = \frac{0,03 \times (55,6^2) \times 0,035 \times 1,0924}{0,00454} = 781,02 \text{ Pa}$$

2.7 VARIACIONES IMPORTANTES PARA EL CÁLCULO DEL RADIADOR FINAL EN EL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

Las variaciones importantes son las mismas que en el caso del vehículo utilitario, pero se le dará relevancia a la velocidad de circulación, algo que modifica mucho las condiciones de refrigeración y de preparación de los monoplazas para los constructores en cada circuito.

Además para las demás variables se tendrán conclusiones que llegarán a determinar los mismos resultados obtenidos en el vehículo utilitario.

2.7.1 VARIACIONES PRODUCIDAS POR LA VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN

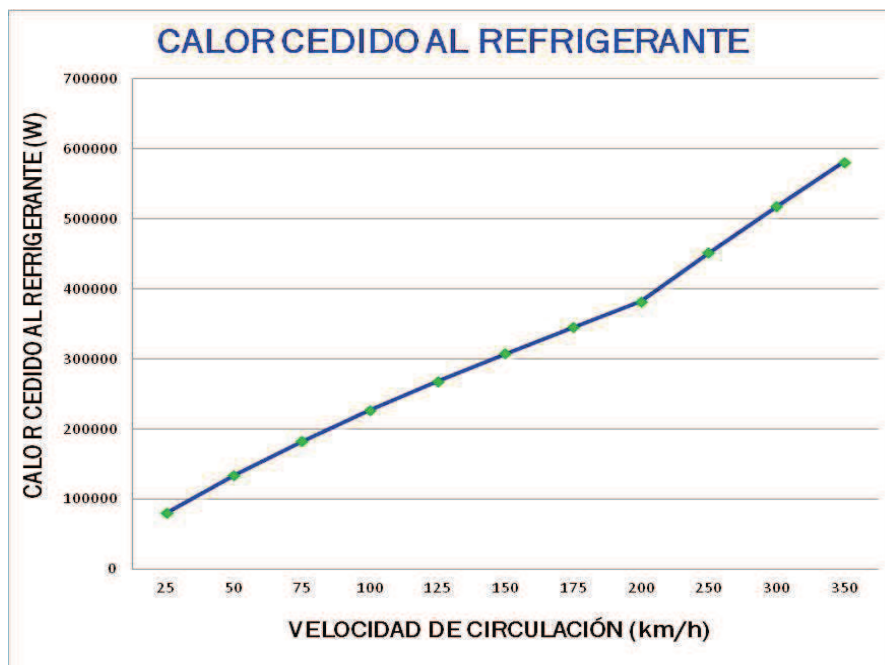
Las tablas utilizadas para el análisis de estos parámetros son muy similares a las utilizadas para el vehículo utilitario, en este caso se ha tomado más velocidades para un análisis más exacto, como se verá a continuación.

2.7.1.1 Calor cedido al refrigerante

CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE F1											
Velocidad circulación (km/h)	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350
Flujo másico de combustible (kg/s)	4,04	8,07	12,11	16,15	20,18	24,22	28,26	32,29	40,36	48,44	56,51
Flujo másico de aire (kg/s)	60,55	121,09	181,64	242,19	302,73	363,28	423,83	484,38	605,47	726,56	847,66
Flujo másico por unidad de área del pistón (kg/s.m ²)	8,22	16,45	24,67	32,90	41,12	49,34	57,57	65,79	82,24	98,69	115,14
Coefficiente de película (W/m ² °C)	20881	35117	47597	59059	69818	80049	89860	99325	117420	134626	151125
Calor cedido al refrigerante (W)	80348	135129	183155	227259	268661	308028	345780	382203	451832	518039	581531

Tabla 16 Calor cedido al refrigerante por influencia de la velocidad de circulación

Como ya cabía esperarse, se aprecia un aumento del calor cedido al refrigerante mientras aumenta la velocidad de circulación.



Gráfica 10 Calor cedido al refrigerante en función de la velocidad

La gráfica anterior muestra una tendencia lineal del crecimiento del calor cedido respecto de la velocidad de circulación.

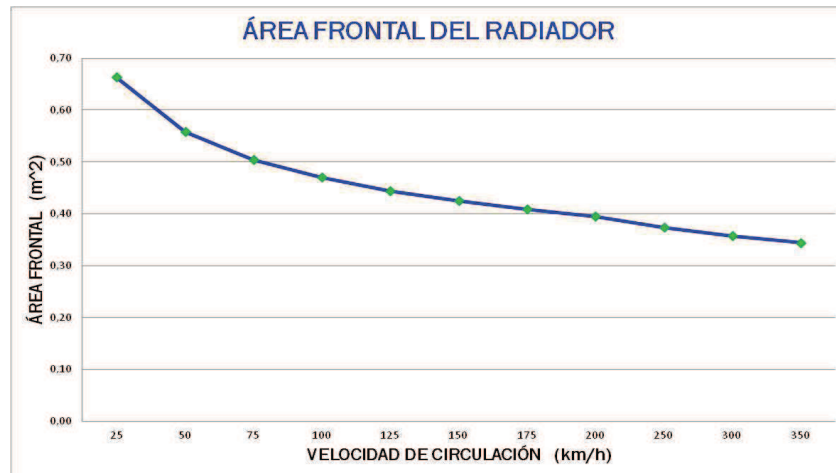
2.7.1.2 Área frontal necesaria

ÁREA FRONTAL DEL RADIADOR											
Velocidad circulación (km/h)	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350
Flujo másico de aire necesario (kg/s)	3,99	6,71	9,09	11,28	13,33	15,29	17,16	18,97	22,43	25,71	28,86
Área necesaria de para flujo de aire (m ²)	0,53	0,44	0,40	0,37	0,35	0,34	0,32	0,31	0,30	0,28	0,27
Número de aletas por recinto	278	234	211	197	186	178	171	165	156	149	144
Longitud del panel (mm)	1675	1409	1274	1186	1122	1072	1032	998	944	903	869
Altura del panel (mm)	396	396	396	396	396	396	396	396	396	396	396
Área frontal del radiador (m ²)	0,66	0,56	0,50	0,47	0,44	0,42	0,41	0,40	0,37	0,36	0,34

Tabla 17 Área frontal necesaria con influencia de la velocidad

Igual que en el caso del vehículo utilitario el área necesaria para disipar el calor generado por el motor disminuye frente al aumento de velocidad.

Se adjunta a continuación la gráfica correspondiente a la Tabla 17, en la que se aprecia la disminución del área necesaria conforme aumenta la velocidad.



Gráfica 11 Variación del área frontal necesaria frente a la velocidad de circulación

2.7.1.3 Coeficiente global de transferencia de calor

Este punto, es en el que se va a ser hincapié para ver las variaciones producidas a efecto de la velocidad, más importantes.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR											
Velocidad circulación (km/h)	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350
Velocidad del aire (m/s)	6,94	13,89	20,83	27,78	34,72	41,67	48,61	55,56	69,44	83,33	97,22
Número de Reynolds	1545	3089	4634	6179	7724	9268	10813	12358	15447	18537	21626
Tipo de flujo	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	TURBULENTO	TURBULENTO	TURBULENTO	TURBULENTO	TURBULENTO
Número de Nusselt	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11	33,82	37,63	44,98	52,05	58,88
Coeficiente de película (W/m²°C)	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	20,26	220,26	245,09	293,00	339,01	383,50

Tabla 18 Coeficiente de película entre el panel el radiador y el aire con influencia de la velocidad

Los puntos más importantes que se pueden ver es que, el flujo de aire a los 175km/h pasa a ser turbulento, y el coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador se ve severamente incrementado a partir de esos mismos kilómetros/h, al ser bastante velocidad el Reynolds crece y provoca todos estos fenómenos.

COEFICIENTE DE PELÍCULA ENTRE EL LÍQUIDO REFRIGERANTE Y LOS TUBOS	Velocidad circulación (km/h)	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350
	Flujo másico de refrigerante (kg/s)	1,17	1,98	2,68	3,32	3,93	4,50	5,06	5,59	6,61	7,57	8,50
	Caudal que debe dar la bomba (m ³ /s)	0,00117	0,00196	0,00266	0,00330	0,00390	0,00447	0,00502	0,00554	0,00655	0,00751	0,00843
	Velocidad del líquido dentro de los tubos (m/s)	0,54	0,91	1,23	1,53	1,80	2,07	2,32	2,57	3,03	3,48	3,90
	Número de Reynolds	1544	2596	3519	4366	5162	5918	6643	7343	8681	9953	11172
	Tipo de flujo Laminar Re < 10000 Turbulento Re > 10000	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR	TURBULENTO
	Número de Nusselt	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	58,88
	Coefficiente de película (W/m ² °C)	498,36	498,36	498,36	498,36	498,36	498,36	498,36	498,36	498,36	498,36	5505,30

Tabla 19 Coeficiente de película entre el refrigerante y los tubos con influencia de la velocidad

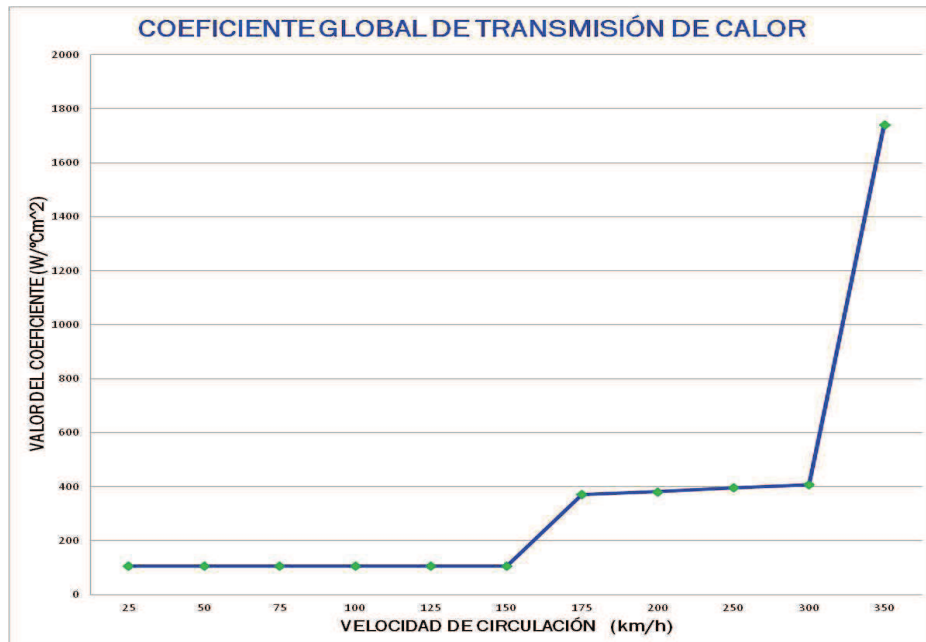
De la tabla anterior y para el coeficiente de película entre el líquido refrigerante y los tubos, se demuestra que no influye la velocidad del aire de circulación.

Cabe resaltar que para 350 km/h el flujo de líquido pasa a ser turbulento, algo totalmente perjudicial para las aspas de la bomba.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	Velocidad circulación (km/h)	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350
	Área de contacto con el fluido caliente (m ²)	2,42	2,03	1,84	1,71	1,62	1,55	1,49	1,44	1,36	1,30	1,25
	Área de contacto con el fluido frío (m ²)	16,21	13,63	12,32	11,47	10,84	10,36	9,97	9,64	9,12	8,71	8,38
	Conductividad térmica - LATÓN (W/m°C)	111	111	111	111	111	111	111	111	111	111	111
	Coefficiente global de transmisión de calor (W/m ² °C)	107	107	107	107	107	107	372	382	397	408	1742

Tabla 20 Coeficiente global de transmisión de calor con influencia de la velocidad

Observando los datos de la tabla anterior ayudada por la gráfica siguiente se llega a la conclusión de que el coeficiente global de transmisión de calor, se encuentra dentro de los valores normales mientras el flujo es laminar, cuando es turbulento, éste se sale del rango de valores admisibles para el dicho coeficiente,



Gráfica 12 Coeficiente global de transmisión de calor frente a velocidad de circulación

2.7.1.4 Efectividad. Energía Térmica disipada del radiador

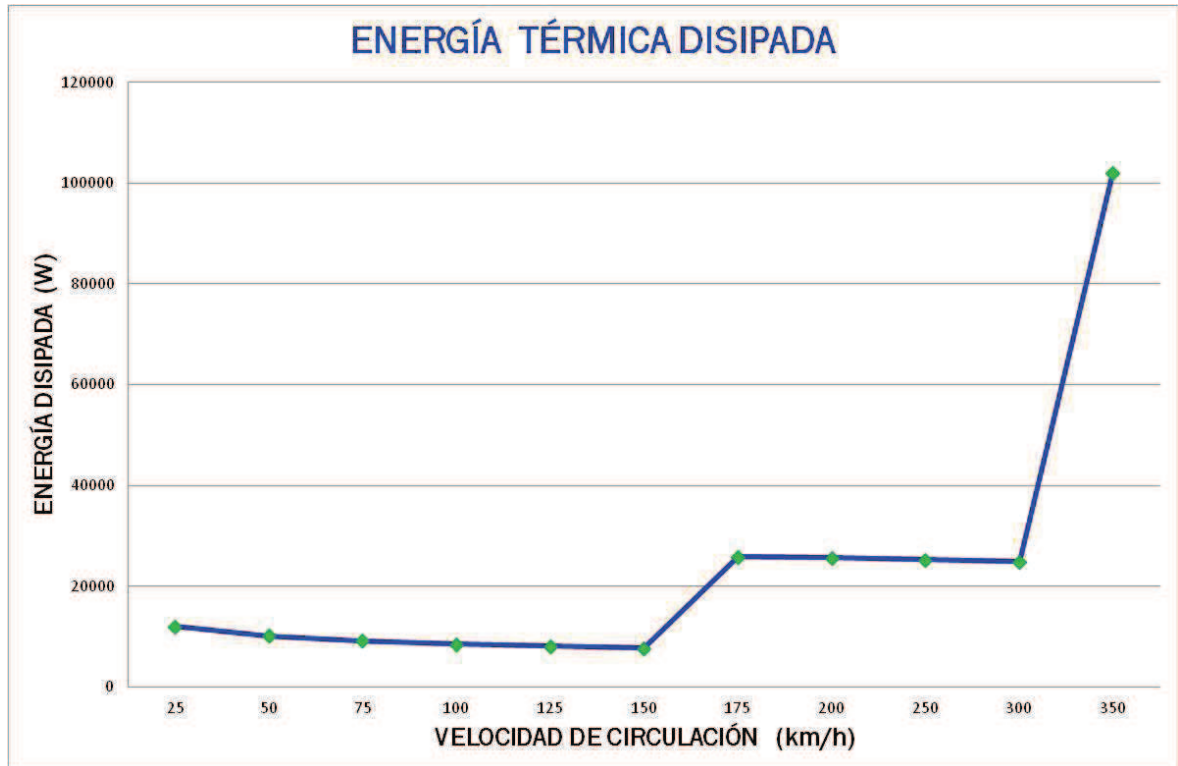
EFECTIVIDAD DEL RADIADOR											
Velocidad circulación (km/h)	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350
Cc (W/°C)	4017	6756	9158	11363	13433	15401	17289	19110	22592	25902	29077
Cf (W/°C)	4016	6754	9154	11358	13428	15395	17282	19103	22583	25892	29065
Efectividad	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%	40,0%

ENERGÍA TÉRMICA DISIPADA											
Temperatura logarítmica media (°C)	47,20	47,20	47,20	47,20	47,20	47,20	47,20	47,20	47,20	47,20	47,20
Factor de corrección F	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Energía disipada total (W)	12058	10141	9164	8529	8066	7707	25907	25719	25293	24855	102097
Energía disipada por unidad de área (W/m²)	4986	4984	4982	4980	4979	4978	17387	17843	18548	19072	81396

Tabla 21 Efectividad y Energía Térmica disipada con influencia de la velocidad de circulación

La efectividad sale en todos los casos de velocidad de un 40%, es bastante alto si se compara con el que salía en el vehículo utilitario, pero para ser de un monoplaza de fórmula 1 es bajo, puesto que en un monoplaza se le debe sacar el máximo partido al radiador.

La explicación de estos valores raros de efectividad y muy bajos, principalmente se debe a que se ha supuesto una igualdad en diferencia de temperaturas de entrada y salida del radiador, algo que no sucede así, para resolver estos problemas se utilizará la simulación en Ansys CFX.



Gráfica 13 Energía Térmica disipada con influencia de la velocidad de circulación

En la Gráfica 13, se observa la variación de la energía térmica disipada, hasta los 150 km/h va descendiendo, da un salto en 175 km/h debido al cambio de flujo laminar a turbulento, por último a partir de 300 se dispara puesto que el flujo es laminar y turbulento tanto dentro de los tubos como en el panel del radiador.

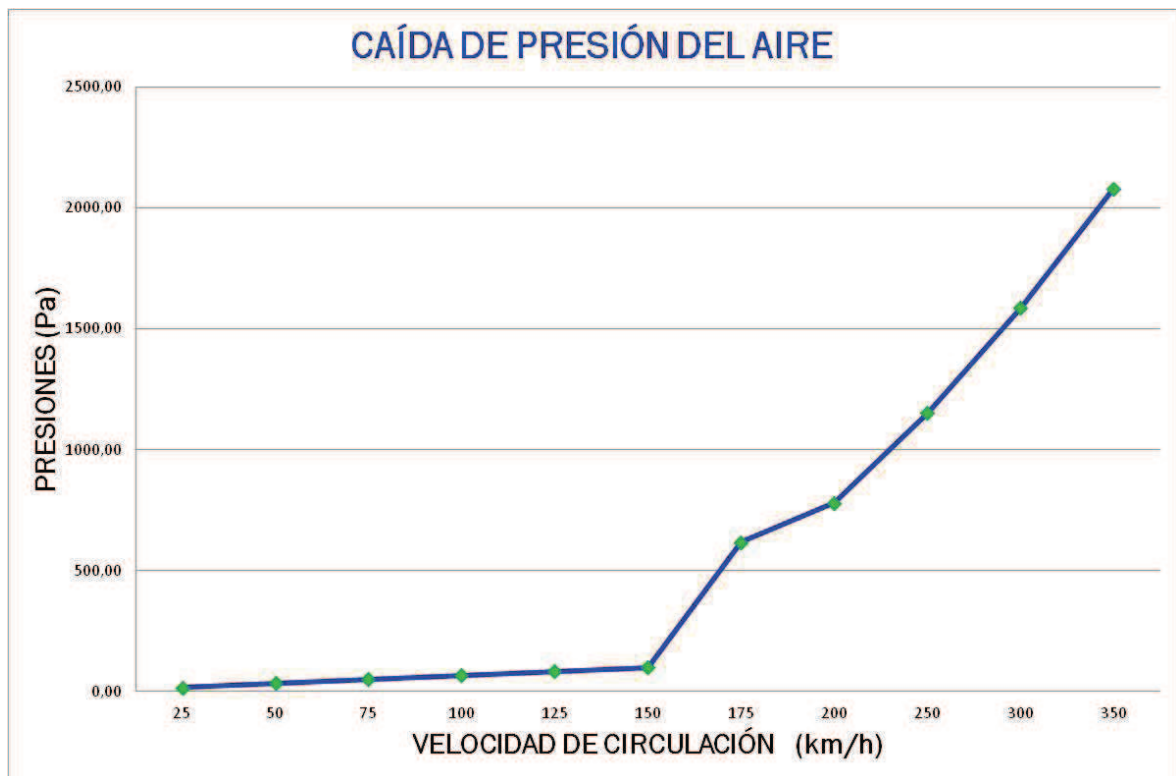
2.7.1.5 Caída de presión del aire

Pasa igual que en el caso anterior, el coeficiente de fricción baja mientras el flujo es laminar, cuando éste pasa turbulento adquiere un valor mayor que va descendiendo de nuevo.

Por su parte la caída de presión del aire aumenta tanto si el flujo es laminar o turbulento, como se observa en la siguiente tabla y siguiente gráfica.

CAÍDA DE PRESIÓN DEL AIRE											
Velocidad circulación (km/h)	25	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350
Coefficiente de fricción	0,0414	0,0207	0,0138	0,0104	0,0083	0,0069	0,0310	0,0300	0,0284	0,0271	0,0261
Caída de presión (Pa)	16,83	33,65	50,48	67,31	84,13	100,96	617,47	780,01	1152,64	1585,84	2076,91

Tabla 22 Caída de presión por influencia de la velocidad de circulación



Gráfica 14 Caída de Presión frente a velocidad de circulación

2.8 DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS FINALES DEL RADIADOR PARA EL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

Al igual que en el caso del vehículo utilitario, para resolver este apartado se hará uso de las conclusiones obtenidas de las tablas de variaciones de temperaturas, tipo de refrigerante y tipo de materiales del punto anterior.

2.8.1 DIMENSIONES

Para determinar las dimensiones, se tendrá en cuenta que:

- Según la Tabla 16, se tendrá un aumento del calor cedido al refrigerante con el aumento de velocidad.
- El área necesaria para refrigerar dicha cantidad de calor, disminuye conforme la velocidad del monoplaza aumenta, llegándose a obtener valores de 1675x396 mm (para 25 km/h) y 869x396 mm (para 350 km/h).
- Las tablas están hechas con unas propiedades físicas del aire a 50°C, que era un valor intermedio del aire de entrada y salida del radiador.
- Como en el vehículo utilitario se dará que, si la temperatura del aire crece, el área necesaria para la refrigeración aumentará, pero se tendrá en cuenta que la máxima será 50 °C.
- A partir de 150 km/h el flujo de aire se convierte en turbulento.
- Se tiene en cuenta que en alguna recta se suele superar los 350 km/h, y en curvas se puede descender la velocidad hasta llegar hasta los 40km/h.

La siguiente imagen muestra las velocidades de un circuito de fórmula 1, en concreto de Mónaco o Monte Carlo.

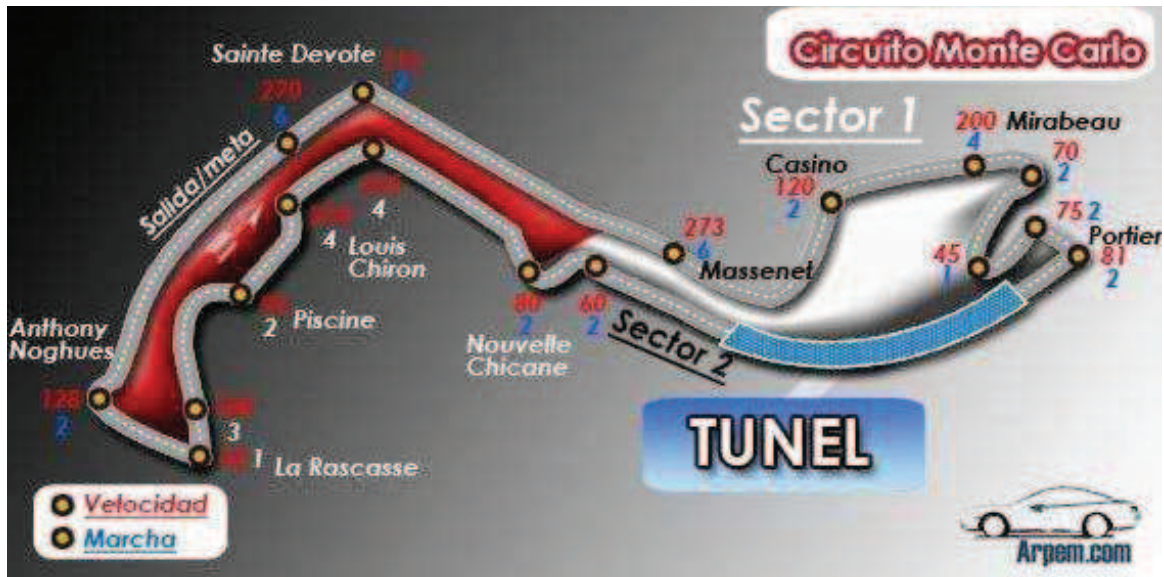


Fig. 25 Velocidades del circuito de Monte Carlo

Entonces si se quiere preparar radiadores para los monoplazas en este circuito, con los métodos utilizados en este proyecto, se determinará un área frontal de radiador con la que se pueda satisfacer las necesidades de refrigeración a bajas velocidades y temperaturas extremas (de 40 a 100 km/h y unos 50°C).

Las dimensiones elegidas serán:

- Tabla 17. A 75 km/h unas dimensiones de 1274 x 396 mm ¿Por qué?

En la mayor parte de las curvas (circuito elegido por su complejidad y dificultad), se supera los 70 km/h, la velocidad se reduce por unos mínimos segundos y se vuelve a estar a mayor velocidad, la temperatura, como se ha dicho no superará los 50°C y dicha tabla está hecha con las propiedades del aire a esa temperatura, y si la velocidad fuese mayor el área necesaria sería menor.

Como ya se dijo anteriormente la altura del panel se mantendría fija, 396 mm, para tener siempre la misma cantidad de tubos (Ntubos = 38).

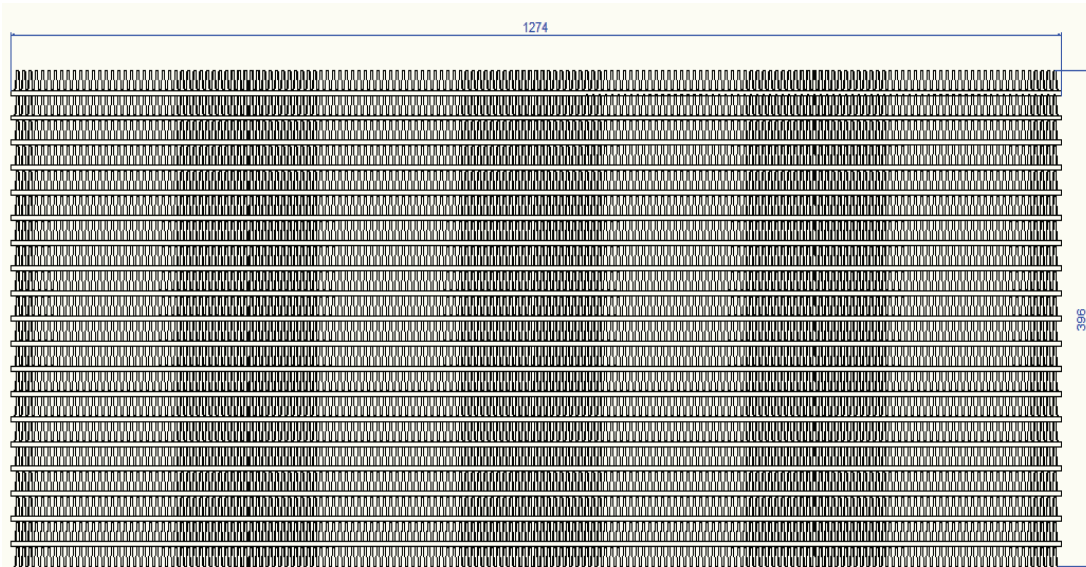


Fig. 26 Dimensiones del panel frontal necesario para el monoplace de fórmula 1

2.8.1.2 Separación en dos radiadores

El hecho de haber llegado a las dimensiones finales de la Fig. 26, no quiere decir que el radiador en sí tendrá esas dimensiones, ya que sólo representan el área frontal necesaria para disipar la cantidad de calor generada por el motor.

Pues bien, unas dimensiones de 1274 x 396 mm son demasiado grandes, no se podría instalar un radiador de tales medidas en cualquier vehículo.

Entonces lo que se hace es, como ya se sabe, dividir el área en dos, o mejor dicho instalar dos radiadores en el vehículo, en este caso monoplace de fórmula 1.

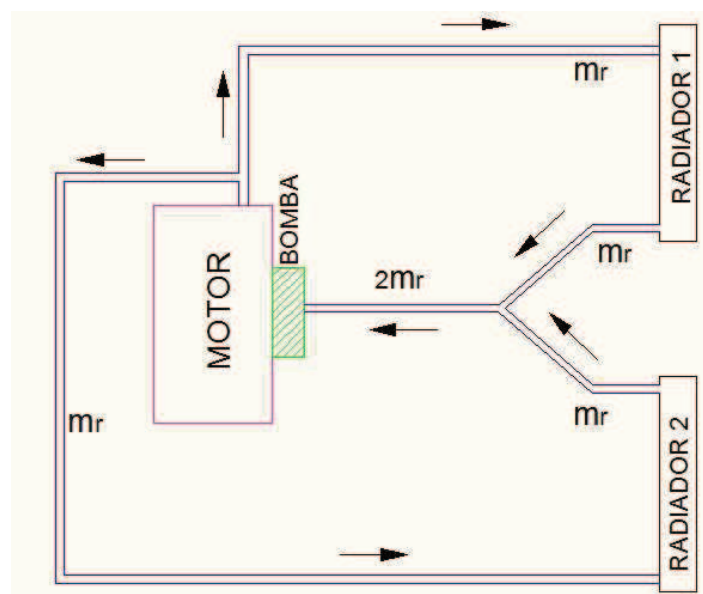


Fig. 27 Diagrama de sistema de refrigeración con dos radiadores

Cada radiador disipará la mitad del calor total generado por el motor, circulará por cada uno la misma cantidad de refrigerante, con la consiguiente igualdad de flujo másico, en conclusión serán iguales.

En qué parte se instalará cada radiador, depende de factores aerodinámicos que se estudiarán más adelante.

En conclusión:

- Cada panel del radiador tendrá las siguientes dimensiones: 637x396 mm
- El calor que tendrá que disipar cada uno será la mitad del total generado por el motor destinado a ser disipado en el radiador.
- El flujo másico de líquido que atraviesa cada radiador será la mitad del enviado por la bomba, si sólo se instala una en el monoplaza.
- El flujo másico de aire será el mismo para los dos para asegurar la refrigeración correcta del líquido que atraviesa los tubos.
- Se colocarán simétricos del eje longitudinal del monoplaza para asegurar la estabilidad del monoplaza.

Ejemplo de motor con dos radiadores:

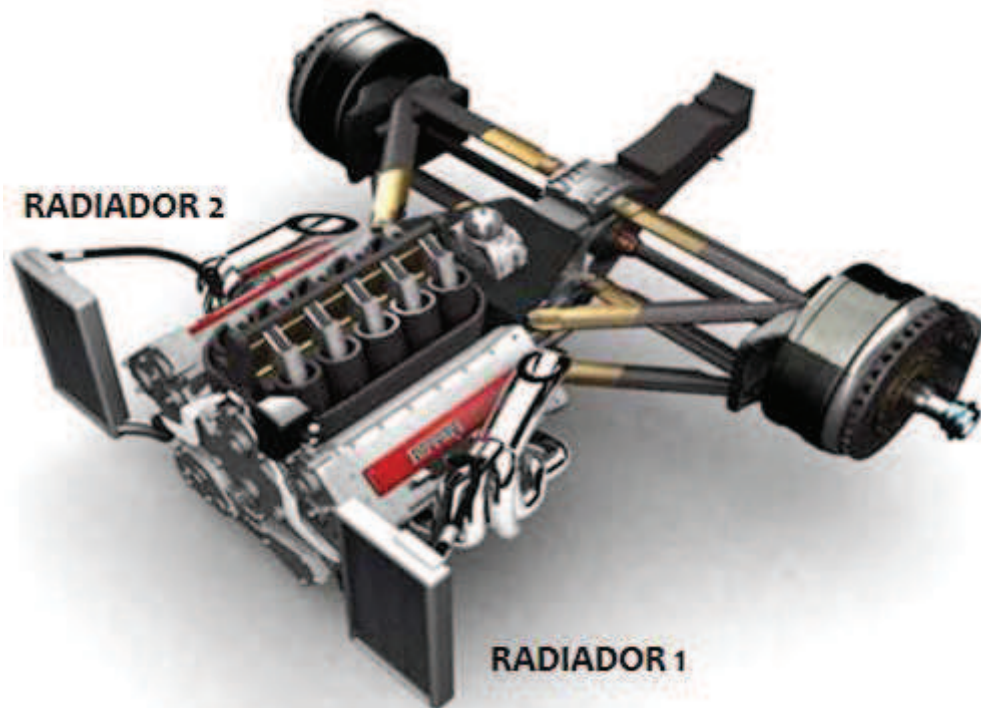


Fig. 28 Motor de fórmula 1 con sus dos radiadores

2.8.2 TIPO DE REFRIGERANTE

Se utilizará como refrigerante una mezcla de agua con glicol, en proporciones 50-50 en volumen.

Su utilización aquí, es porque, como se vio en el vehículo utilitario, si la proporción de glicol aumentaba a al 60%, el flujo de refrigerante tiende a volverse turbulento, teniendo en cuenta que un motor de ese tipo las revoluciones no son tan elevadas como en el monoplaza (el motor Ferrari consigue una potencia máxima de 593kW a 17500 rpm).

Si en este caso se utilizara una mezcla con un 50% de glicol, se estaría favoreciendo la formación de flujo turbulento, que en situaciones de máxima potencia, llegaría a dañar la bomba fácilmente.

2.8.3 MATERIALES PARA EL PANEL DEL RADIADOR DEL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

Los materiales que se utilizarán para la fabricación de las aletas y los tubos que conforman el panel del radiador del monoplaza de fórmula 1 se harán de aluminio industrial utilizado en automoción.

La elección se ha hecho por las siguientes características:

- Mayor capacidad del aluminio sobre el cobre (se consiguen hacer tubos más gruesos y aumentar la transferencia de calor por conducción), luego se consigue disipar más calor.
- Menor peso respecto del aluminio, algo que es de importancia en el mundo de la competición, puesto que el peso ayuda a mantener el vehículo pegado al asfalto pero aumenta la fuerza de rozamiento con el suelo, luego reduce la potencia del vehículo, se intenta hacer el monoplaza lo más liviano posible y para mantenerlo pegado al suelo se utilizan otros métodos, como por ejemplo un diseño muy elaborado de piezas que afectan a la aerodinámica del fórmula 1 y que hacen que la propia corriente de aire lo presione hacia la carretera (alerón frontal y alerón trasero, la forma del chasis, etc.)
- El aluminio soporta mayores temperaturas que la aleación de cobre con latón.

Todos los elementos del radiador, con sus cotas y definición de materiales se encuentran en el documento planos del presente proyecto.

2.9 SIMULACIÓN CON CFD

2.9.1 INTRODUCCIÓN

Éste es un apartado hecho para la verificación de la validez de los valores obtenidos en los cálculos hechos a manos y con calculadora científica.

Se pasará por 3 fases, una de diseño de los componentes o dominios necesarios para la simulación en CATIA, otra de mallado de dichos componentes en ANSYS Workbench módulo Meshing y por último la fase en sí de simulación con CFD con ANSYS CFX.

Al final se hará un análisis de los valores obtenidos para distintas configuraciones y se comprobará dicha validez.

2.9.2 FASE I. CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA CON CATIA V5R19

Como su nombre lo dice, esta fase se corresponde con la creación de la geometría en 3 dimensiones de los elementos a simular, no se especificará cómo se debe hacer cada paso, puesto que no es un objeto de este proyecto aprender a utilizar CATIA, sino más bien sólo se mencionará los pasos 1 a 1 con alguna característica importante, si la hay, de cada paso.

a) Radiador (Sketcher – Part Design)

Para crear el radiador por el cual circula el líquido refrigerante, entrar en el módulo SKETCHER de CATIA y dibujar la geometría en 2 dimensiones, en el plano que se elija, del radiador en cuestión.

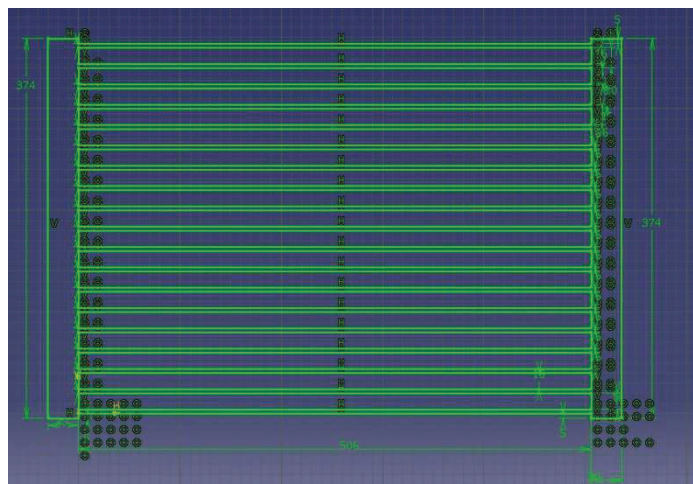


Fig. 29 Geometría 2D radiador

Realizar la proyección de la geometría anterior para obtener el radiador en 3D, como se ve en la siguiente imagen:

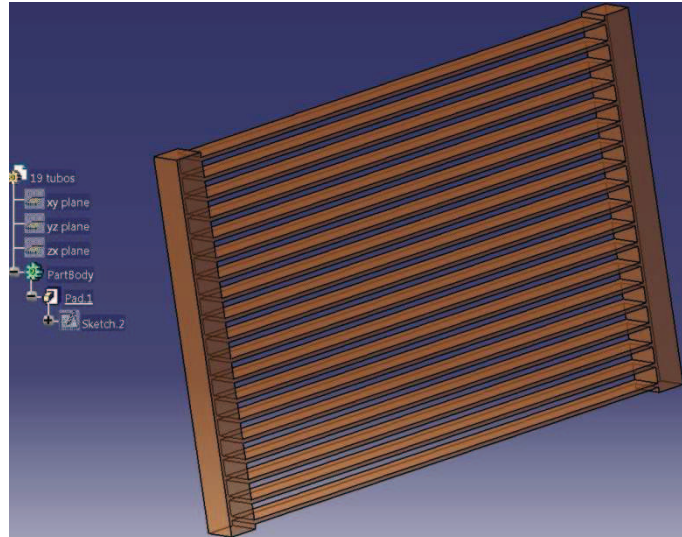


Fig. 30 Radiador en 3D

El cambio de color se ha hecho para diferenciar mejor cada elemento, y no se han dibujado las aletas, puesto que al hacerlo y llegar al punto de la simulación, representan una cantidad demasiado grande para la memoria, sobre la cual ha de trabajar ANSYS CFX, para saber el efecto de las aletas se calculará la posterior efectividad de las mismas.

Nótese también que el radiador tiene 19 tubos y no 38 como el de la solución de los cálculos, si se observa en los planos, la distancia entre dos tubos alineados es muy pequeña, entonces lo que se ha hecho aquí para facilitar la simulación es unificar los dos y darles el ancho de las aletas, también para facilitar el cálculo de la efectividad de las aletas, de todas maneras los resultados finales no variarán mucho.

Guardar el dominio radiador como un archivo radiador.CATPart.

b) Aire que atravesará el radiador (Sketcher – Part Design)

Se sigue el mismo procedimiento que en el caso del radiador.

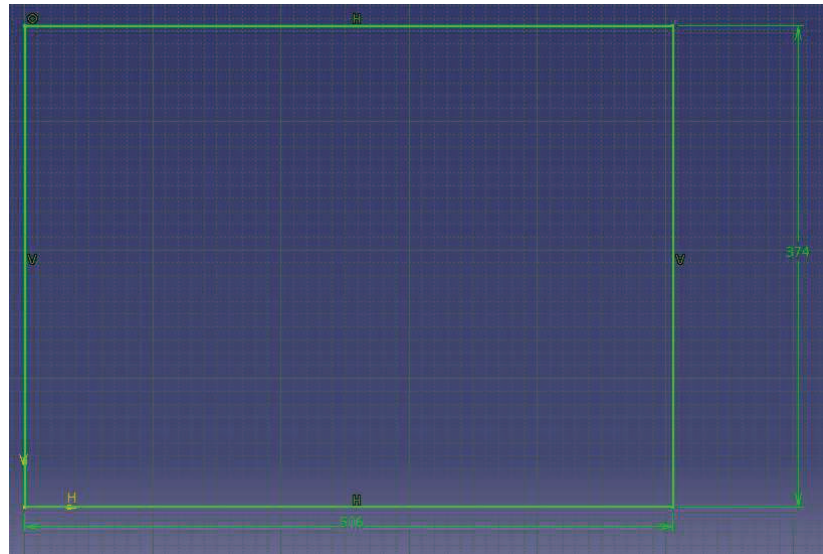


Fig. 31 Cuadrado que representa el frente de aire

A continuación se proyecta el cuadrado anterior y se obtiene el dominio aire (dominio es cada parte que interactuará en la simulación).

Habrà que restarle al dominio aire el dominio radiador como se observa en la siguiente imagen:

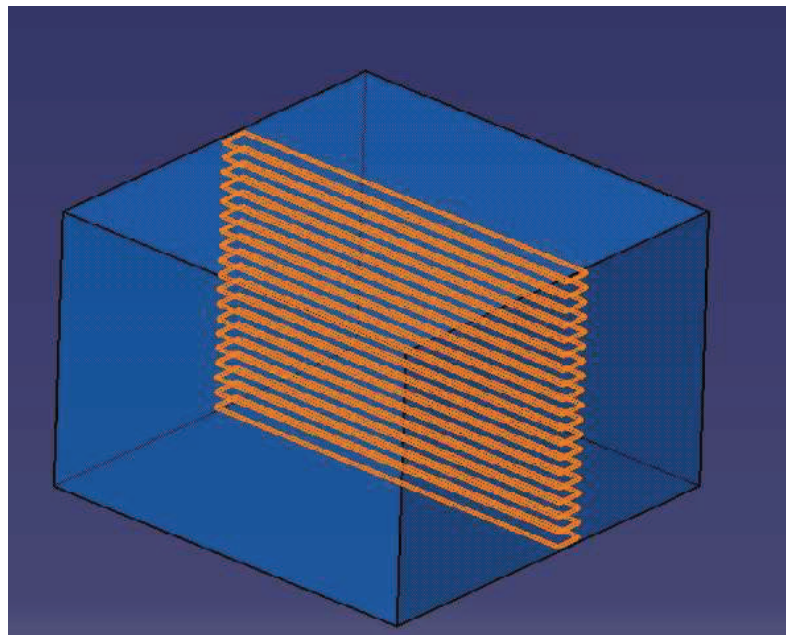


Fig. 32 Resta del dominio radiador al dominio aire

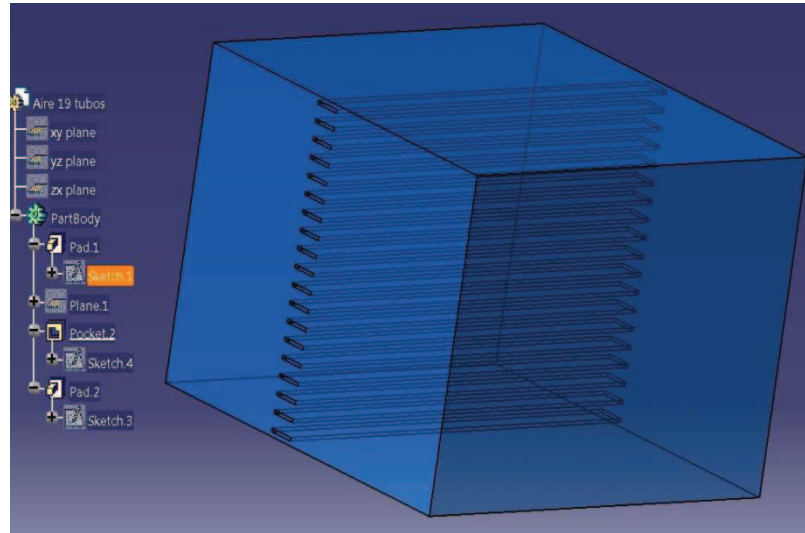


Fig. 33 Dominio aire sin dominio radiador

Como se observa, el dominio aire (cubo azul), tiene quitados los tubos del radiador, para que en el momento de la simulación el aire rodee los tubos, sino el programa lo tomará como que atraviesa los tubos.

Guardar el dominio aire como un archivo aire.CATPart.

c) Ensamblaje de los dominios aire y radiador (Assembly Design)

Para continuar hay que ensamblar los dos dominios anteriores, se podrían haber hecho los dos dominios en un mismo archivo pero hay que hacerlos por separado sino ANSYS CFX tomará como si solo hubiera un solo dominio y se necesita que estén separados.

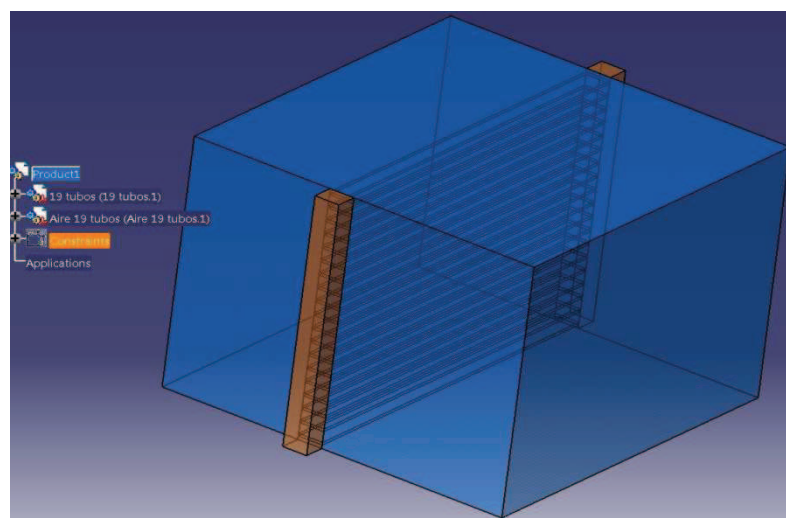


Fig. 34 Ensamblaje de dominio aire y dominio radiador

Realizar las manipulaciones necesarias para que los dominios queden ensamblados de la manera mostrada en la figura anterior.

Cuando esté completo el ensamblaje, guardar el archivo como un archivo *aire+radiador.CATProduct*.

El mismo ensamblaje anterior guardarlo como un fichero *aire+radiador.igs*, éste será el que se utilizará para realizar el mallado del conjunto.

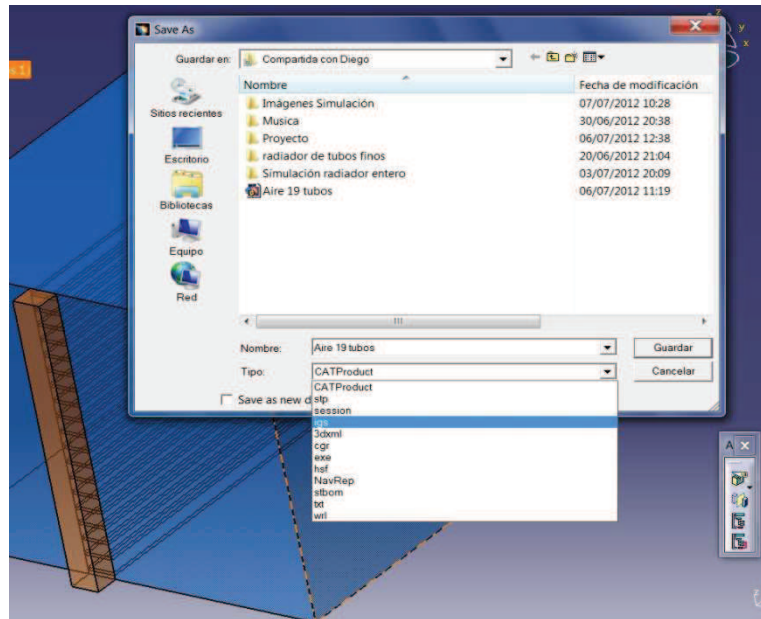


Fig. 35 Guardado de un ensamblaje como un archivo .igs en CATIA

Los archivos .igs se utilizan para la transferencia entre programas de CAD de modelos de malla de alambre, superficies o representaciones de objetos sólidos, diagramas de circuitos, etc.

Se puede utilizar también tipo de archivo .stp que es una mejora del sistema .igs, pero aquí se ha utilizado .igs porque es suficiente para los objetivos del proyecto.

2.9.3 FASE II. MALLADO DE LA GEOMETRÍA CON ANSYS WORKBENCH / MESHING

El programa ANSYS posee una plataforma llamada MESHING que se utiliza para mallar objetos en 3 dimensiones, cuenta también dentro del módulo Meshing con una aplicación para preparar el mallado justamente para ANSYS CFX, luego es ideal para este tipo de transformación sobre objetos.

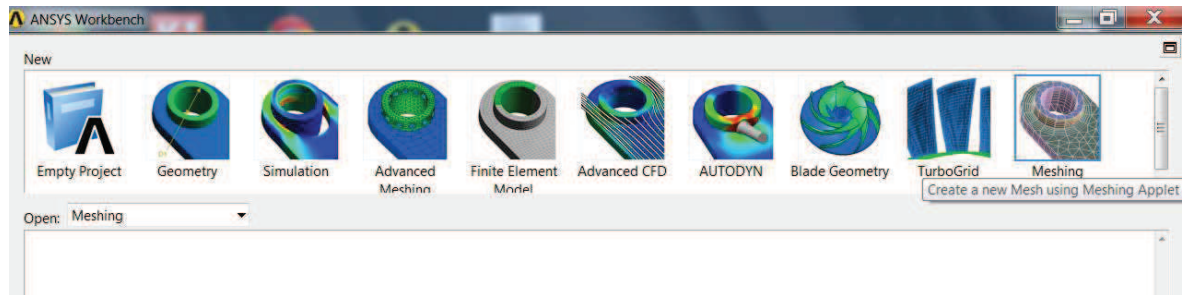


Fig. 36 Panel de iniciación de ANSYS Workbench - Seleccionar Meshing

a) Importación de la geometría creada con CATIA (aire+radiador.igs)

Después de entrar en el módulo Meshing, hay que importar la geometría creada con CATIA pulsando en Geometry – From File

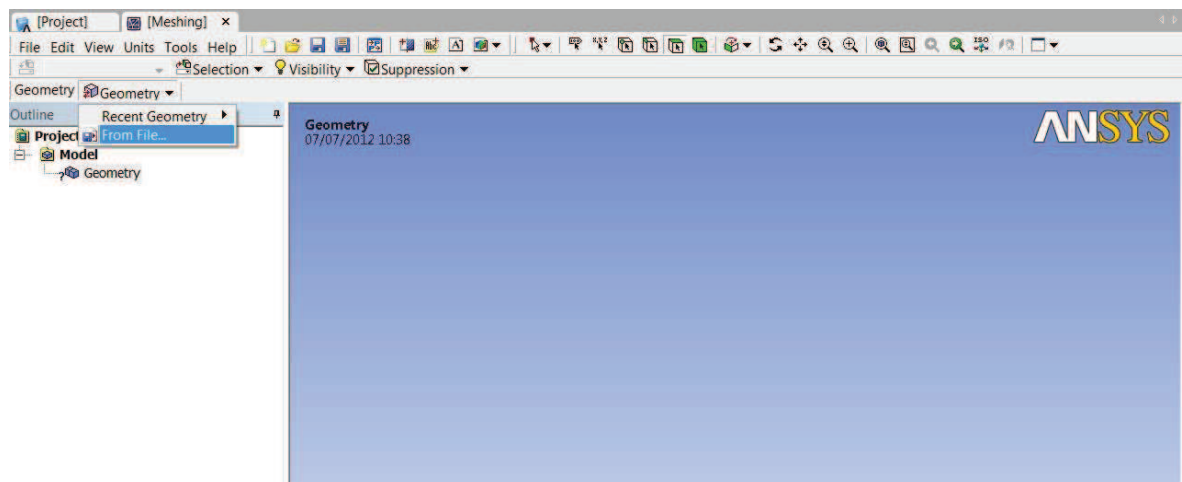


Fig. 37 Importar la geometría con ANSYS Meshing

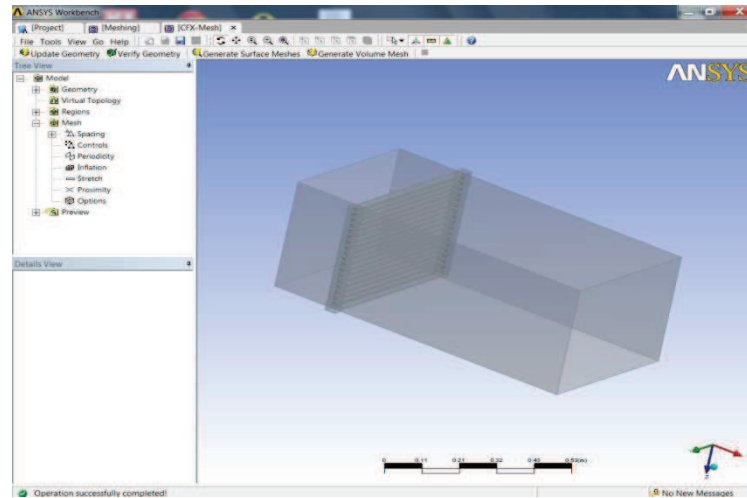


Fig. 38 Geometría importada

Directamente la geometría importada se pondrá en la pantalla CFX-Mesh, donde se ejecutarán las operaciones necesarias para la creación del mallado.

b) Creación de regiones para entradas y salidas de flujos másicos

La creación de las regiones por donde entraran los distintos flujos másico de aire y refrigerante respectivamente se harán antes de generar el mallado de la geometría.

En el apartado Regions, hacer clic derecho y pinchar New Region, seleccionar la cara que se necesite para una entrada de flujo másico y pulsar Apply.

De esta manera se crearán las 4 regiones que se muestran a continuación, dos para entradas de aire y refrigerante (azul y roja respectivamente) y otras dos para las salidas (amarilla y verde respectivamente).

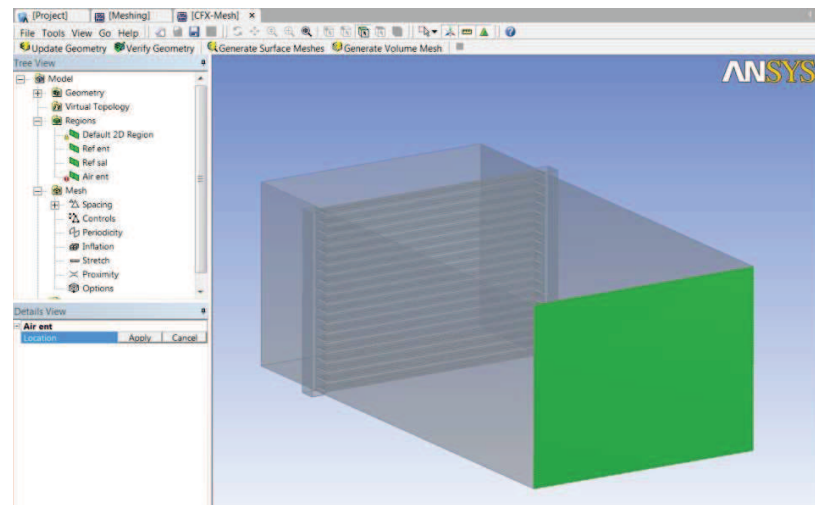


Fig. 39 Creación de la región Aire Ent (Entrada de aire)

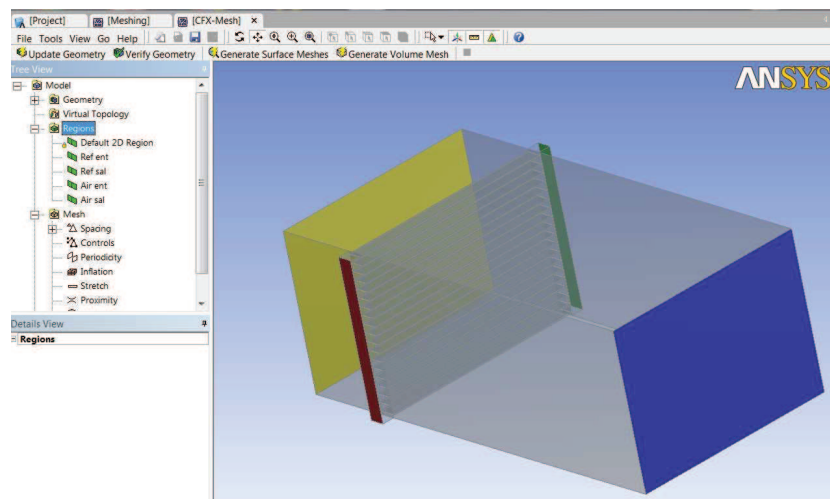


Fig. 40 Regiones para entradas y salidas de flujos másicos

c) Mallado de la geometría

Para realizar el mallado de la geometría se el programa pedirá unas dimensiones para el tamaño de los elementos (en este caso pirámides) del cuerpo total de la geometría y unas dimensiones para el tamaño de los elementos de las superficies de la geometría.

Las dimensiones que solicite el programa, serán de acuerdo a los objetivos del proyectista, mientras el mallado esté dividido en elementos más pequeños, será obtendrá mejores resultados en la simulación, pero al ser de menor tamaño, habrá muchos más elementos, el proceso de mallado será más largo y el de simulación también.

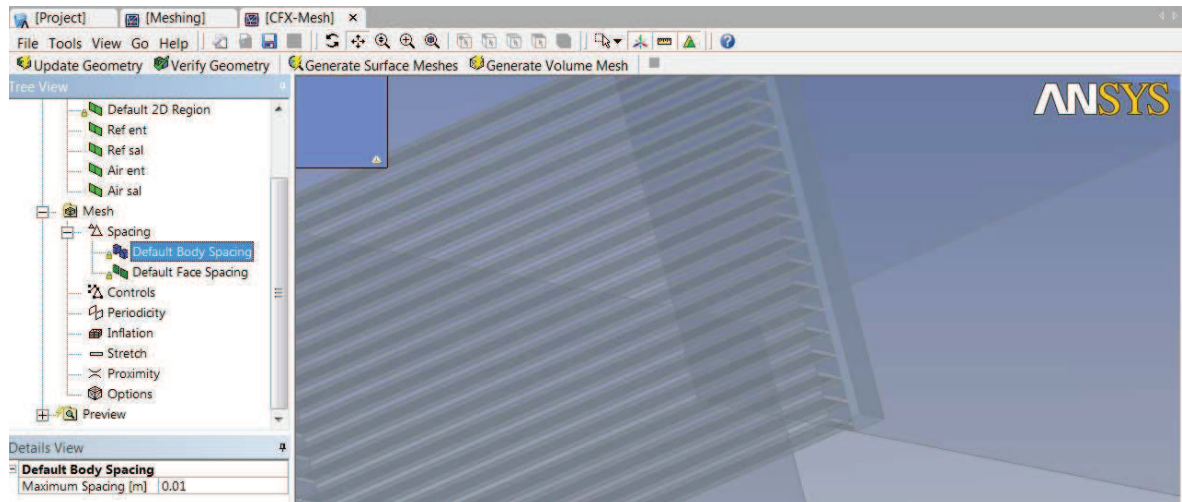


Fig. 41 Ajuste del tamaño de las pirámides del cuerpo de la geometría (Body Spacing)

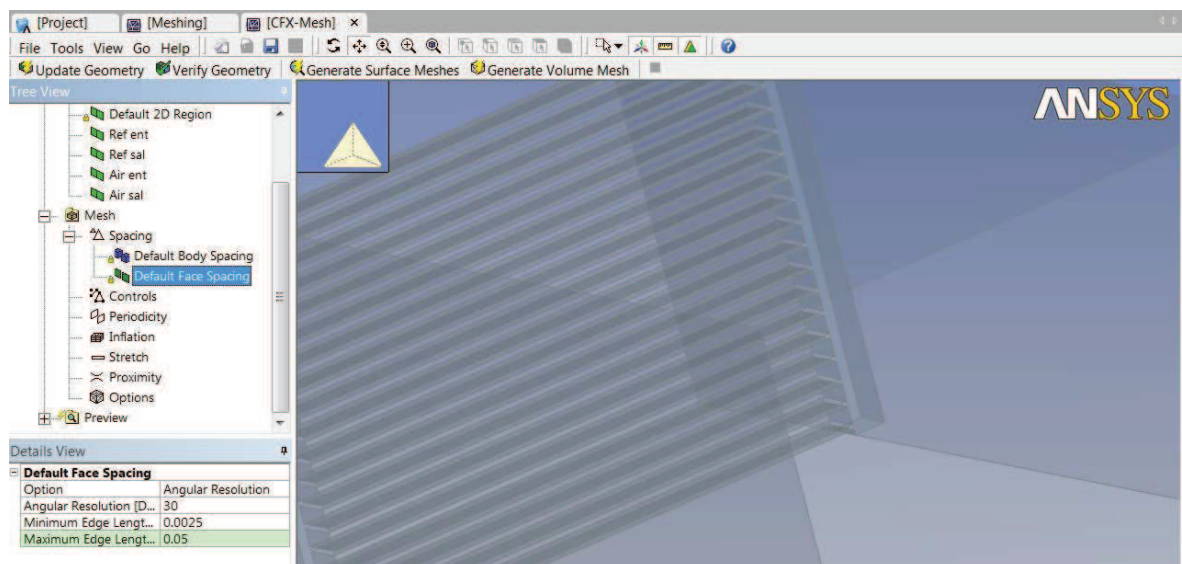


Fig. 42 Ajuste del tamaño de las pirámides de la superficie de la geometría (Face Spacing)

Una vez terminado el ajuste del tamaño de cada pirámide para el mallado de la geometría, pinchar en Generate Volume Mesh, se puede hacer una precomprobación de si las dimensiones proporcionadas son buenas (el programa también da unas dimensiones que considera oportunas para cada geometría que se disponga a mallar), pulsando Generate Surface Meshes.

Al pinchar Generate Volume Mesh, se especificará el tipo de archivo mallado de salida, en este proyecto y para poder ejecutar la geometría mallada en ANSYS CFX se guardará como un archivo radiador.gtm

El nombre que aparece en la imagen es Aire 19 tubos, nombre seleccionado por el estudiante en lugar de radiador.gtm

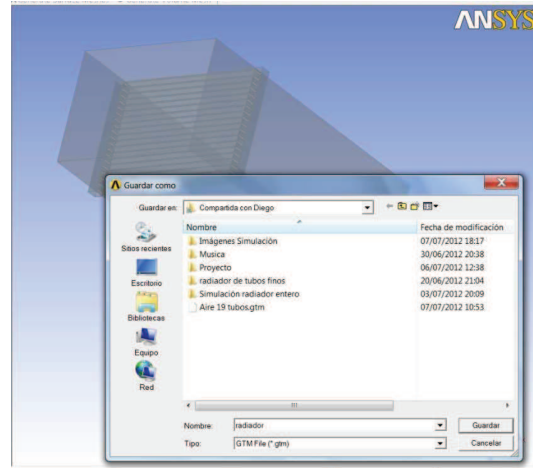


Fig. 43 Guardado de la geometría mallada como un archivo .gtm

A continuación el programa empezará a generar el mallado de la geometría, una vez termine, no hay que hacer nada más si el proceso de mallado no tiene errores, puesto que ya se habrá generado el archivo .gtm, si el programa da errores habrá que modificar las dimensiones de las pirámides de malla (generalmente da problemas relacionados con dichas dimensiones) para volver a generar un archivo correcto.

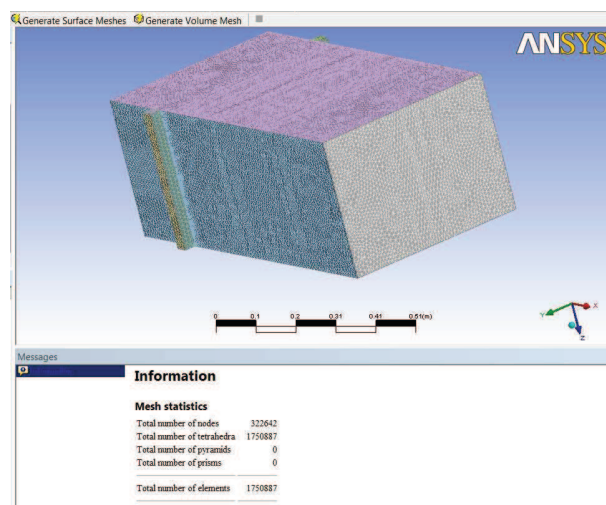


Fig. 44 Geometría mallada sin ningún tipo de errores

2.9.4 FASE III. SIMULACIÓN CON ANSYS CFX

2.9.4.1 CFX – Pre

- a) Creación del nuevo archivo de simulación e importación de la geometría mallada

Primero se importará la geometría mallada en Ansys Workbench (radiador.gtm), para ello y una vez dentro de CFX – Pre, pulsar Create a new simulation y guardar el archivo en la carpeta de trabajo.

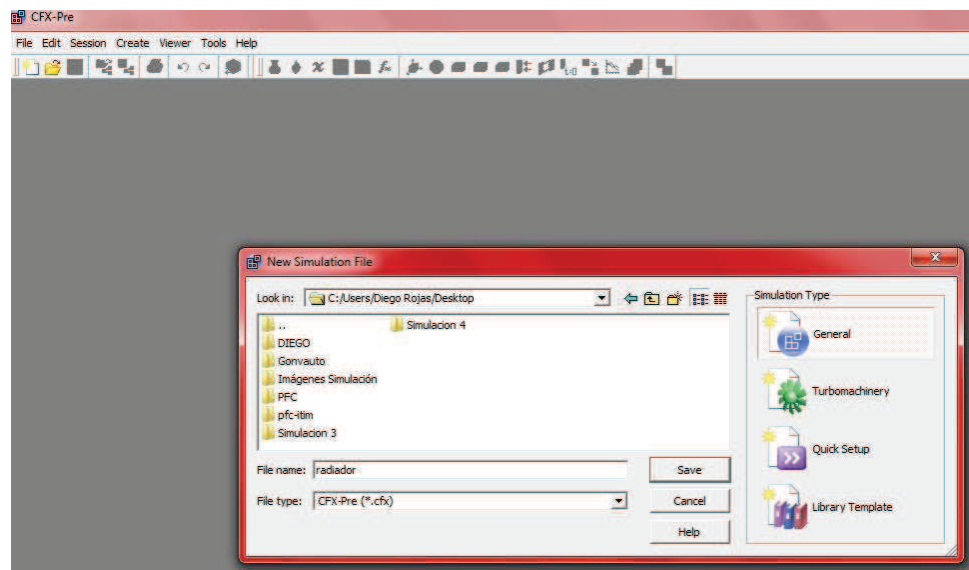


Fig. 45 Creando una nueva simulación

Ahora se procederá a importar la geometría mallada *radiador.gtm*, pulsando en File – Import Mesh.

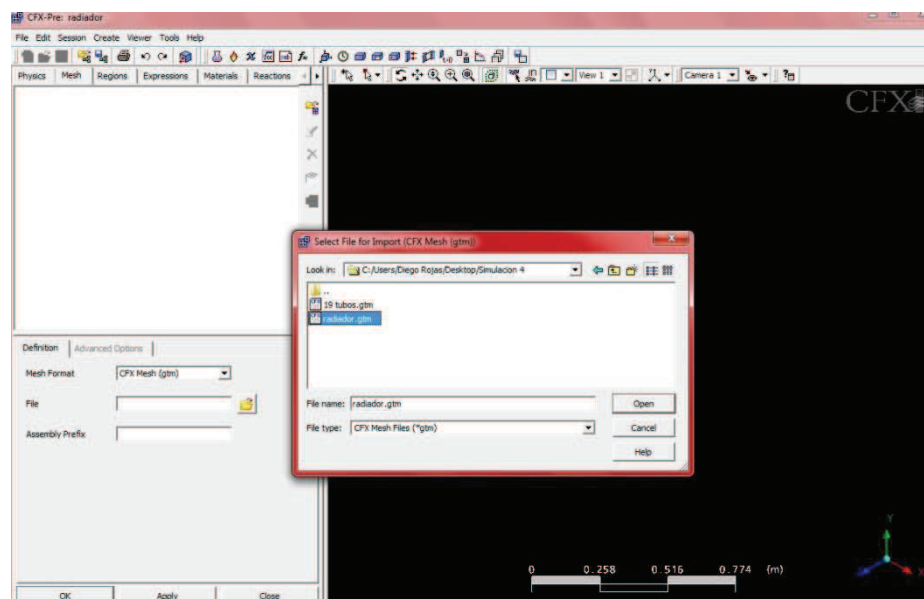


Fig. 46 Importar mallado .gtm

El programa importará el mallado y se obtendrá la geometría como muestra la siguiente imagen:

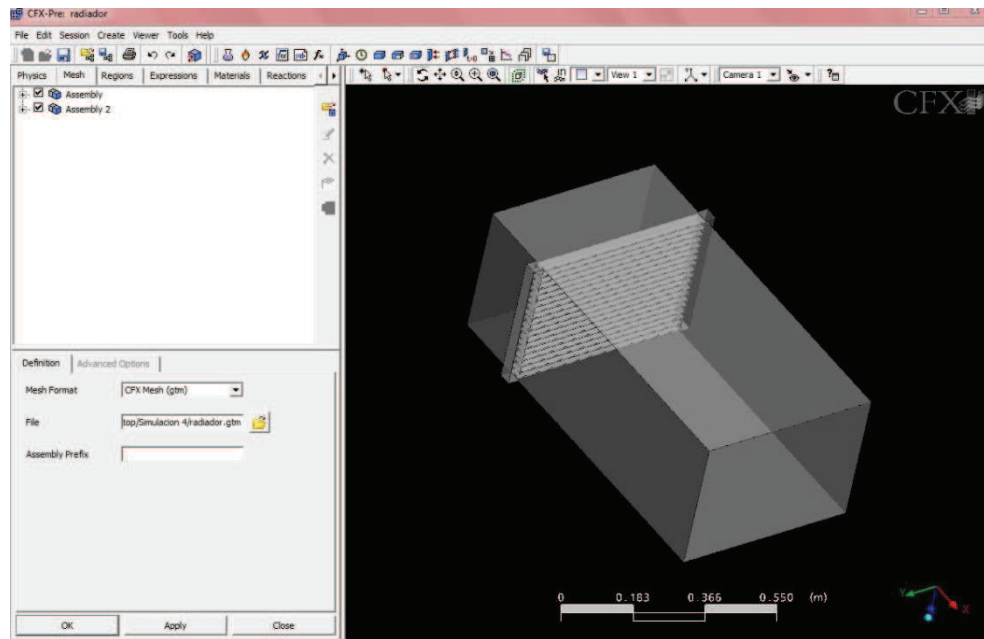


Fig. 47 Geometría importada

b) Creación de los dominios Aire y Radiador

Con el icono Create a Domain, se crea el dominio Aire o Refrigerante que se corresponderá con uno de los dos Assembly, que aparecen en la lista.

En el panel de creación del dominio, en la pestaña General Options se especifica qué tipo de dominio es, fluido o solido (ambos fluidos en este caso), luego el tipo de fluido (ya sea aire como gas ideal, aire a 25 °C ó water), en este caso Refrigerante para el dominio radiador, y aire a 20 °C para el dominio aire (habrá que crear estos dos fluidos previamente puesto que no vienen en la lista) y las presiones de referencia.

No hace falta para esta simulación introducir más información en la pestaña General Options.

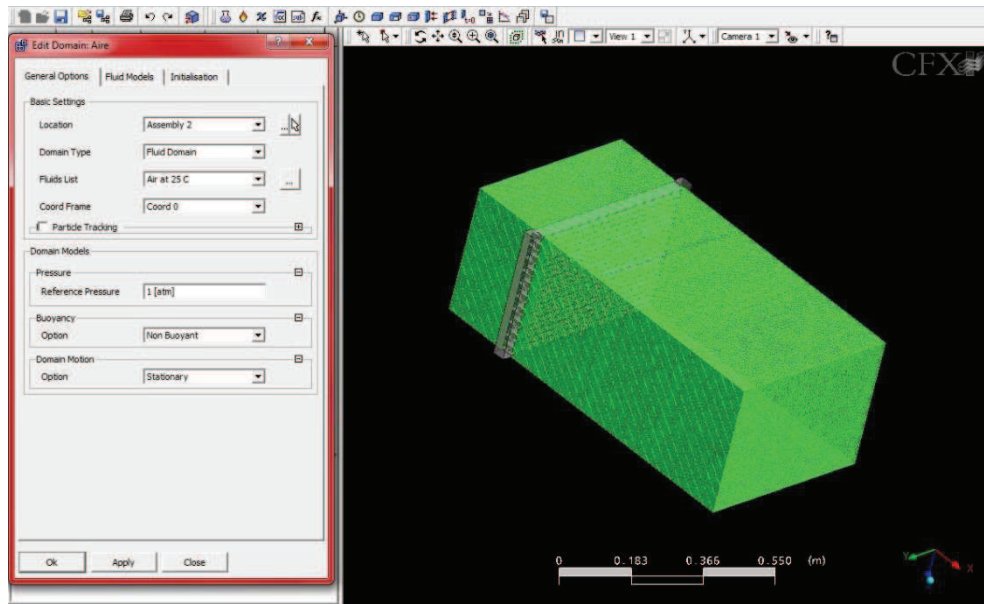


Fig. 48 Creando el dominio Aire - Assembly 2

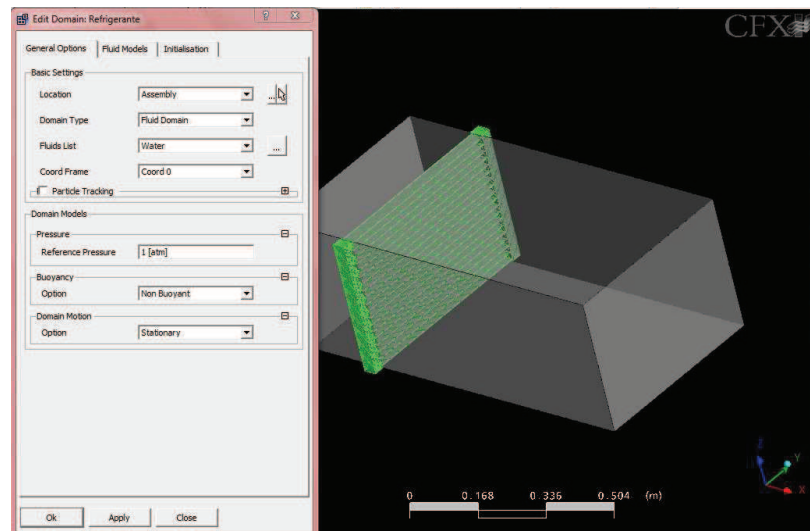


Fig. 49 Creando el dominio radiador - Assembly

En la pestaña Fluid Models, seleccionar en Heat Transfer (o modelo de transferencia de calor), Total Energy para que la simulación sea más completa y calcule todos los parámetros que pueda sobre transferencia de energía y en Turbulence Model seleccionar k-epsilon.

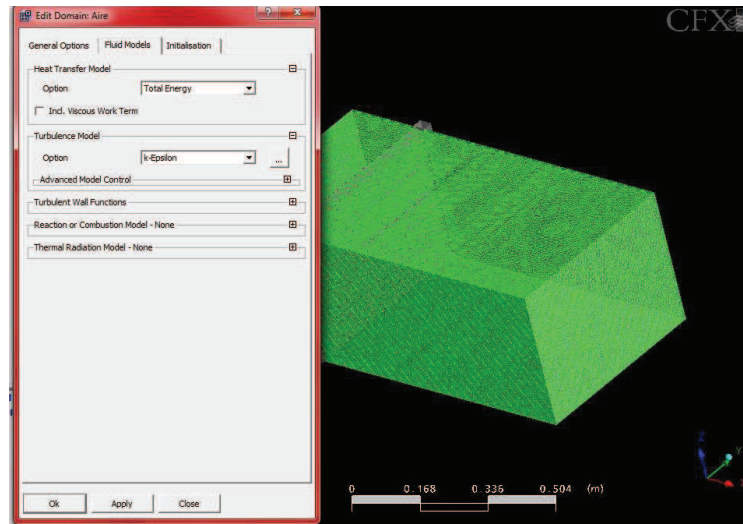


Fig. 50 Fluid Models

En la pestaña Initialisation seleccionar Domain Initialisation.

c) Introducción de flujos másicos de entrada

En los dominios, aire y radiador, existe una entrada y una salida, las entradas se definen como Inlet.

Para crear la entrada de flujo másico, por ejemplo en el dominio radiador, pinchar en el icono Boundary Condition, escribir el nombre de la entrada (por ejemplo Ref ent = entrada refrigerante) y el dominio al cual pertenece la entrada y pinchar OK.

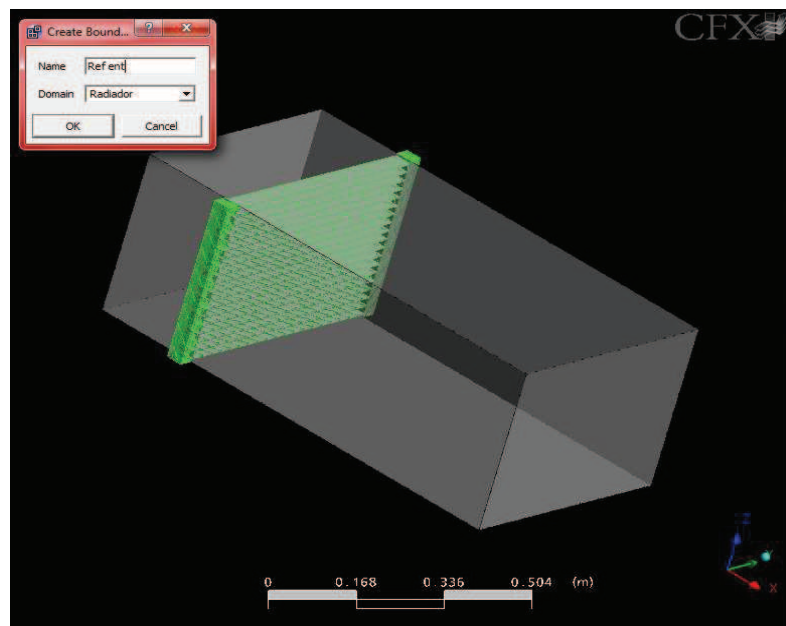


Fig. 51 Creando la entrada para el líquido refrigerante

Se abrirá una ventana en la que se especificará las características de la entrada, en la pestaña Basic Settings, seleccionar Inlet (entrada), de la lista desplegable seleccionar la región previamente creada en Ansys Workbench (Ref ent en este caso).

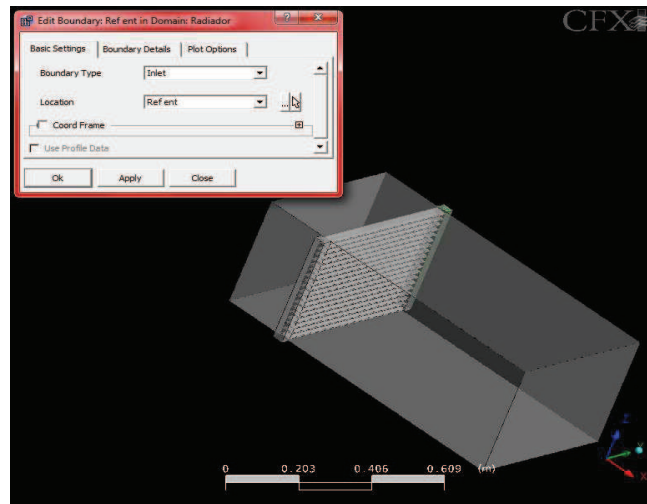


Fig. 52 Entrada Refrigerante

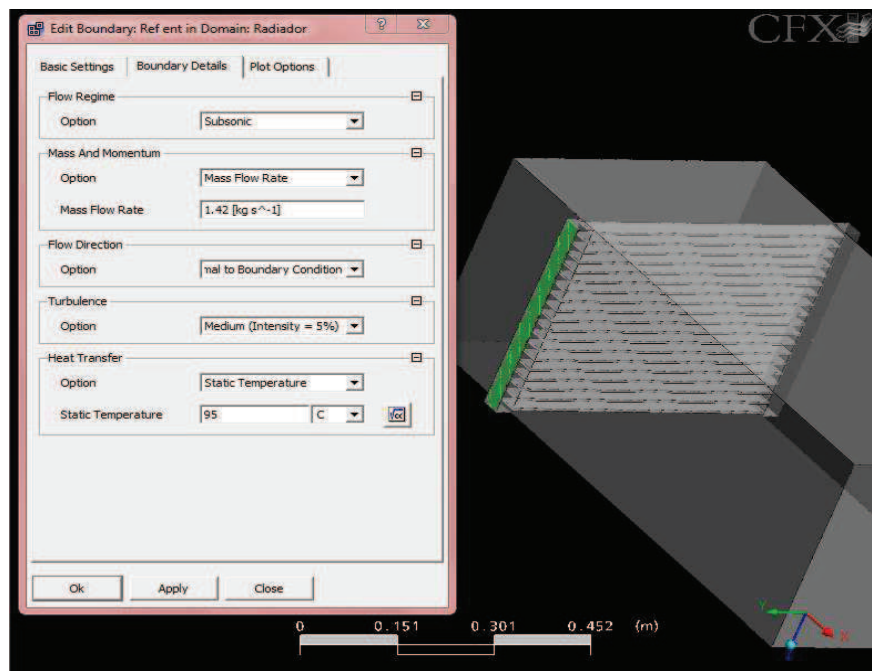


Fig. 53 Boundary Details de la entrada de refrigerante

En la pestaña Boundary Detail, seleccionar el régimen Subsónico (subsonic), introducir la velocidad de entrada de refrigerante o el flujo másico, en este caso se ha elegido meter el flujo másico (Mass flow rate), introducir la presión de referencia (Reference Pressure) y al final de la ventana meter la temperatura a la que se encuentra el líquido refrigerante a la entrada (95 °C en este caso). Todos estos detalles se ven en la Fig. 52.

En la pestaña Plot Options, seleccionar Boundary Vector para que el programa dibuje la dirección del flujo másico y así se asegura que esté en la dirección correcta.

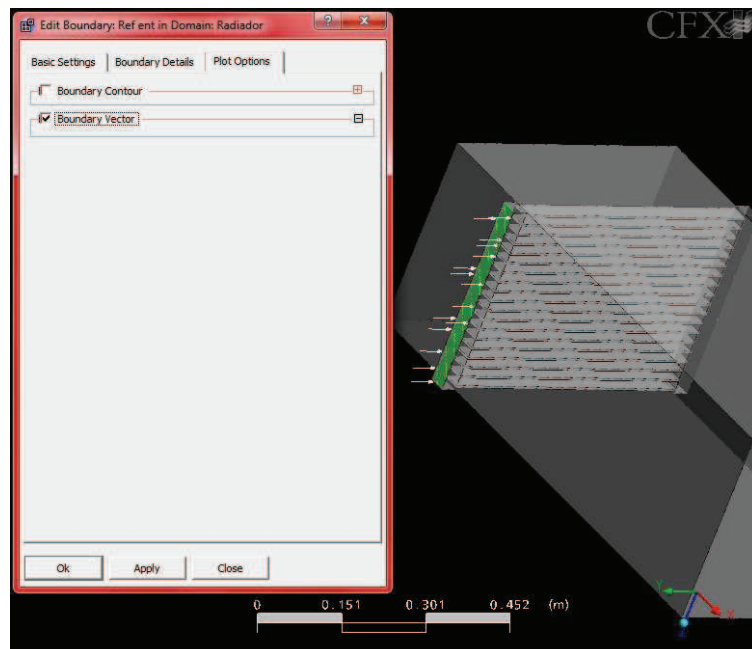


Fig. 54 Vector de dirección del flujo másico de entrada del líquido refrigerante

El mismo procedimiento habrá que seguir para crear la entrada del dominio Aire.

d) Creación de salidas de flujo másico

Para dar a conocer al programa una salida de flujo másico, se hace lo siguiente, por ejemplo para crear la salida del flujo de aire.

Pinchar en el icono Boundary Condition y escribir el nombre de la salida (Aire Sal = salida de aire, en este ejemplo), especificar el dominio al que se refiere, en este caso (Aire).

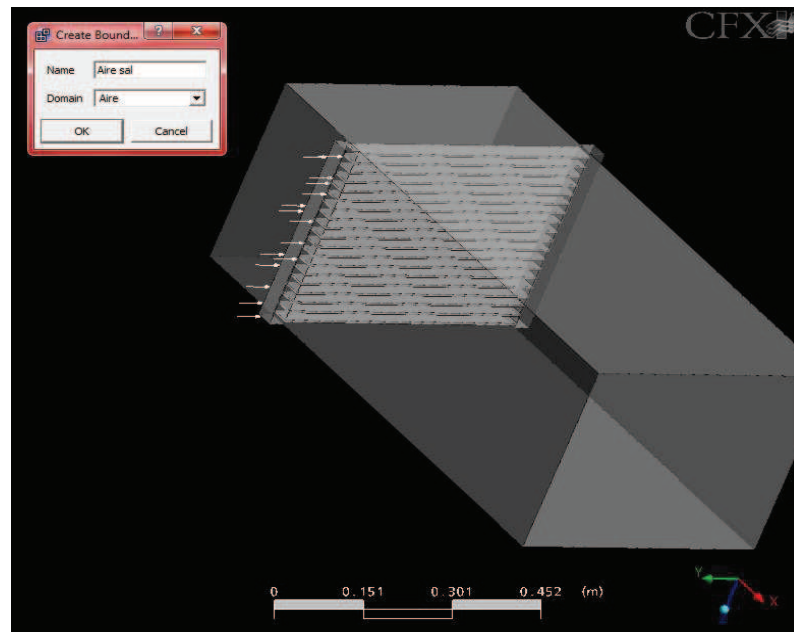


Fig. 55 Creación de la salida del flujo de aire

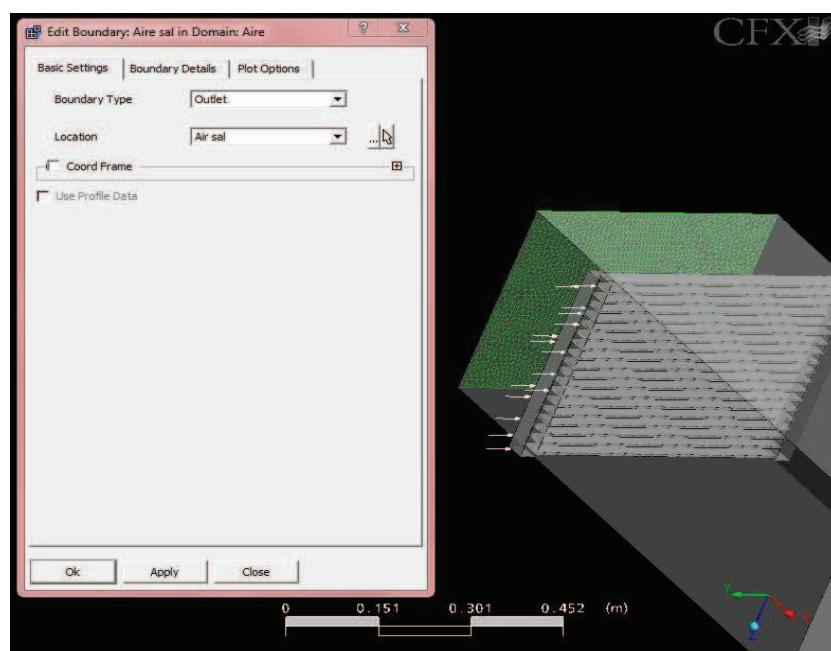


Fig. 56 Salida de aire – Outlet

En la pestaña Boundary Details, seleccionar subsonic para el régimen sea subsónico, y Mass and Momentum seleccionar Average Static si se conoce la presión relativa a la salida, Normal Speed si se conoce la velocidad, o Mass Flow Rate si se conoce el flujo másico a la salida, aquí en este caso se ha elegido la velocidad de salida.

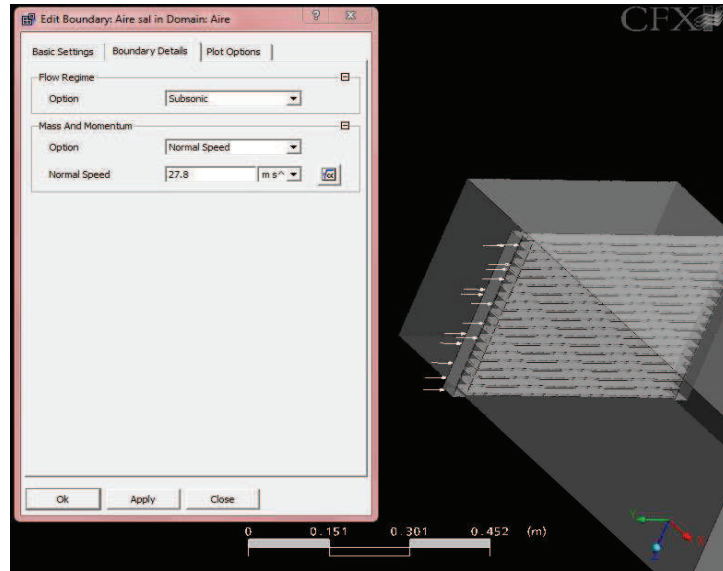


Fig. 57 Velocidad de salida para Air sal

Por último seleccionar en la pestaña Plot Options, Boundary Vector para ver la dirección del flujo de aire a la salida.

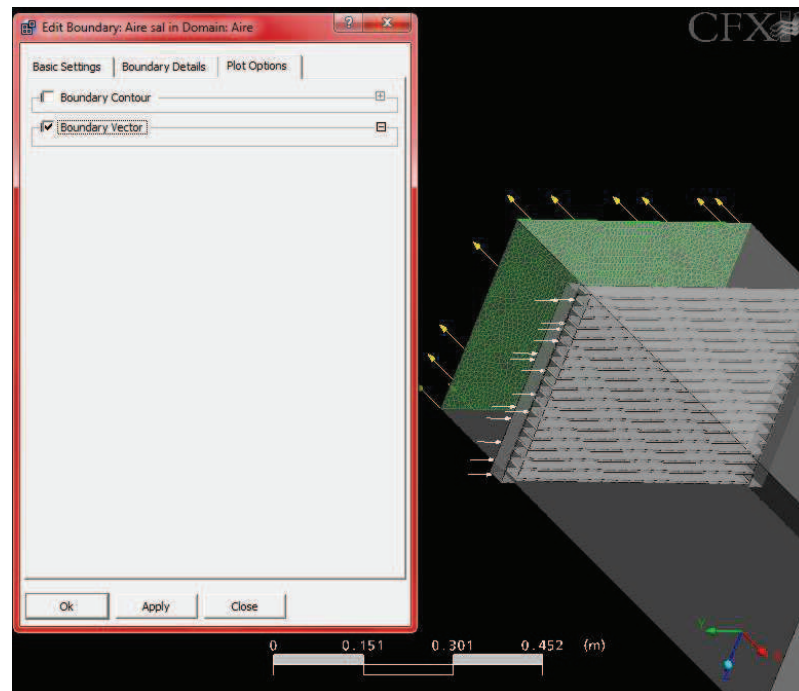
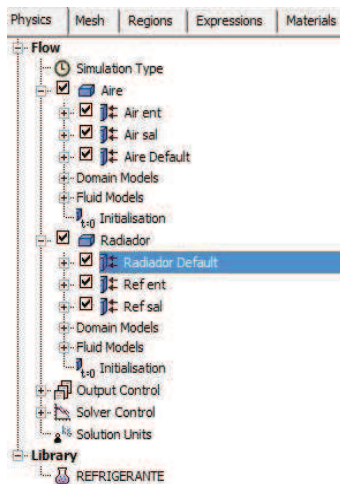


Fig. 58 Boundary Vector para la salida del flujo másico de aire

e) Creación de las condiciones de las paredes de los dominios.

Cuando ya se tengan definidas y creadas las entradas y salidas de los fluidos, se procede a especificar las características que deberán cumplir las paredes externas del dominio radiador y del dominio aire.

Por ejemplo, para definir las condiciones que deben cumplir las paredes del radiador, pinchar dos veces en el árbol de CFX – Pre, en Radiador Default:



Nótese al pie del árbol el icono de creación del fluido REFRIGERANTE, para ello habrá que entrar en Materials, pulsar New Material y especificar nombre y propiedades del nuevo material. El material AIRE a 20°C no aparece, porque no se ha creado uno nuevo, sólo se ha modificado las propiedades de uno ya existente que era Aire a 25°C.

Fig. 59 Árbol de CFX - Pre

En la ventana que aparece, en Basic Settings, especificar el tipo de Boundary Condition como Wall y seleccionar todas las paredes externas del radiador y pinchar también en Create Thin Surface para que el programa cree una pared delgada en las paredes externas.

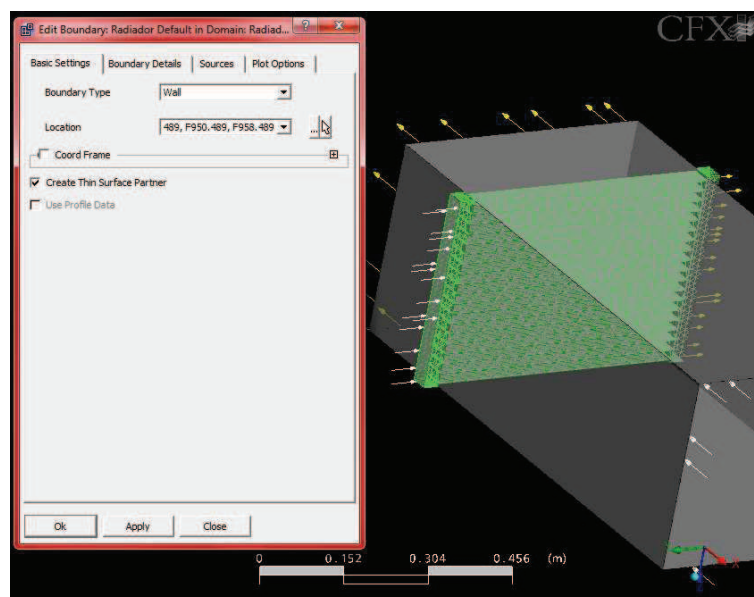


Fig. 60 Boundary Conditions de las paredes externas del dominio radiador

En la pestaña Boundary Details, se introducirá, en Wall Influence in Flow No Slip (No deslizamiento), en Wall Roughness Smooth Wal (Pared Lisa), En Heat Transfer seleccionar Heat Transfer Coefficient, e introducir el valor del coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador, y la temperatura externa al radiador, es decir la temperatura del aire.

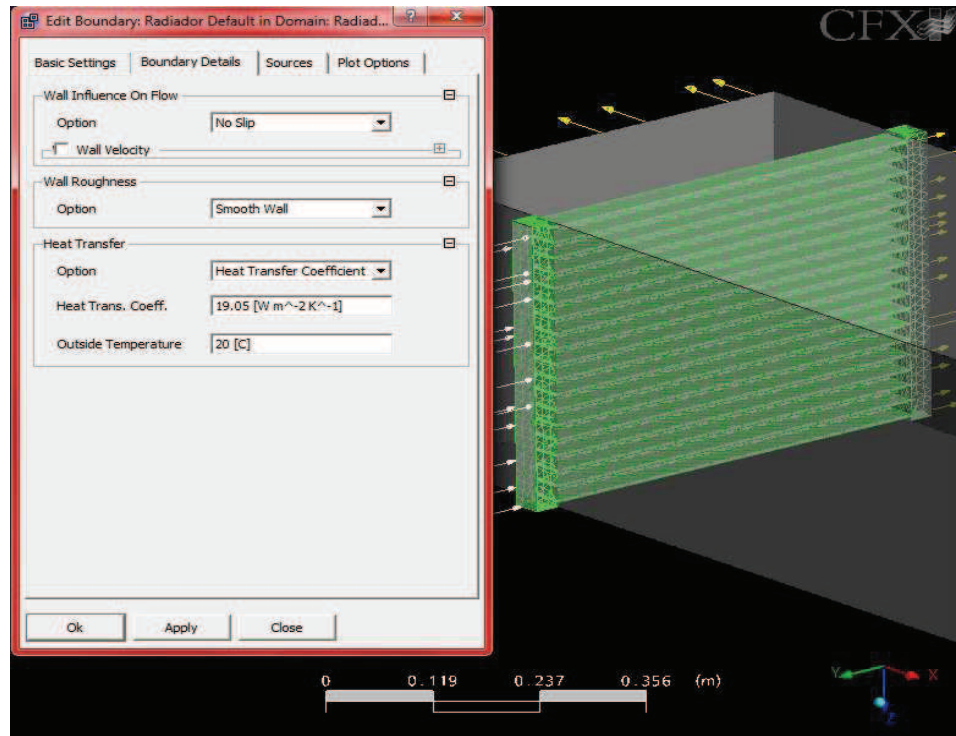


Fig. 61 Boundary Details de la pared del radiador

En las pestañas Sources y Plot Options, no hace falta especificar nada para este tipo de simulación.

f) Parámetros preliminares a la ejecución de CFX – Solver

En el paso anterior a este, se han especificado todas las características necesarias para que Ansys CFX en la parte del Procesador o Solver, encuentre una solución a la simulación planteada, pero hay que definir unos parámetros en CFX – Pre, necesarios para la simulación.

Para ello pinchar en el comando Define the Solver Control Criteria.



Fig. 62 Icono Define the Solver Control Criteria

La ventana que aparece es la siguiente:

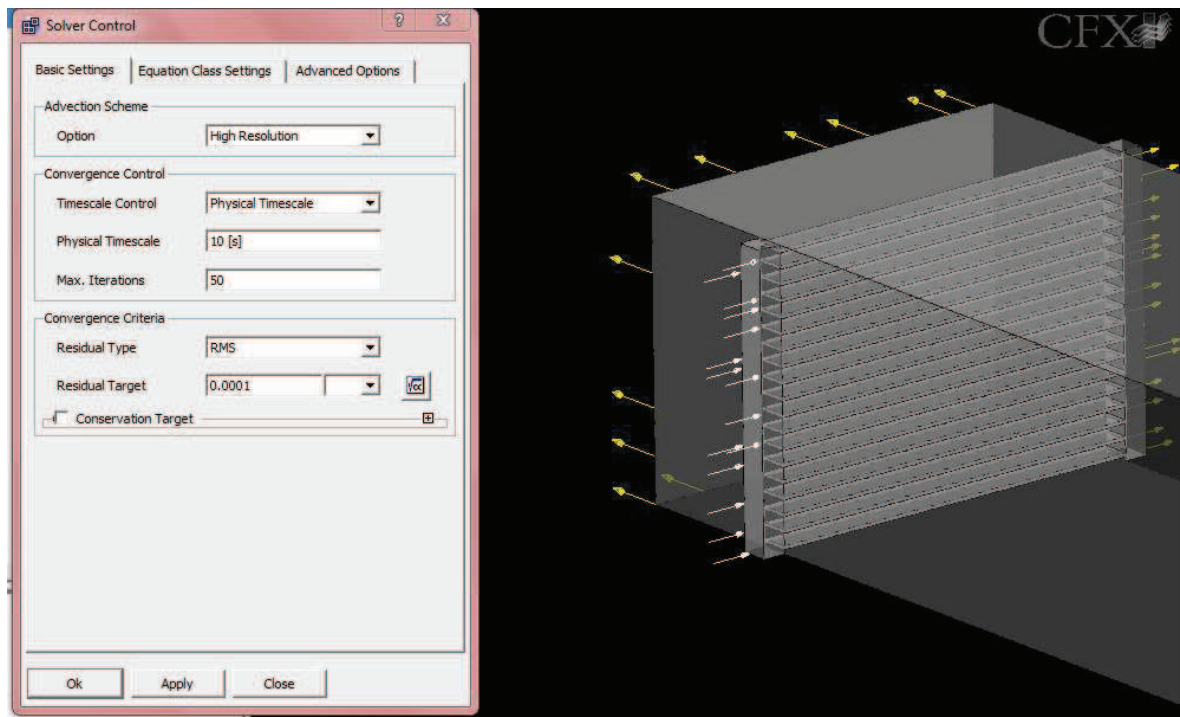


Fig. 63 Ventana Solver Control

Pues bien, en Advection Scheme elegir High Resolution para que la simulación sea lo más aproximada a la realidad posible, en Timescale Control elegir Physical Timescale, para poder introducir cuanto tiempo se desea que interactúen los dominios Aire y Radiador, un tiempo demasiado corto puede hacer que el fluido no llegue desde la entrada hasta el final, un tiempo demasiado largo puede provocar que el un fluido llegue a la salida pero como tiene camino para seguir, intente regresar y provocar unos valores erróneos en cuanto a datos de temperatura, presión o velocidades, etc. En Max. Iterations, se pondrá el valor de las iteraciones en las que se quiere que se realice la simulación, cada iteración representa una fracción del tiempo escrito en Physical Timescale, es decir y por ejemplo, si se quiere que los fluidos interactúen durante 10 segundos y se da un valor de 10 iteraciones, cada iteración durara 1 segundo, si se pone un valor de 50 iteraciones, cada iteración durará 0,2 segundos.

Modificando estos valores de manera adecuada o no, se determinará una simulación más precisa o menos precisa.

El resto de parámetros se dejarán los que vienen predeterminados, no hace falta modificarlos.

2.9.4.2 CFX – Solver

a) Ejecución del Solver

Nada más terminar el paso f) del punto anterior, se procede a la ejecución de CFX - Solver, desde la pantalla de CFX – Pre, con el comando Write Solver File.



Fig. 64 Icono Write Solver File

Aparecerá la siguiente ventana de confirmación del nombre con el cual guardar los cambios efectuados para el Solver.

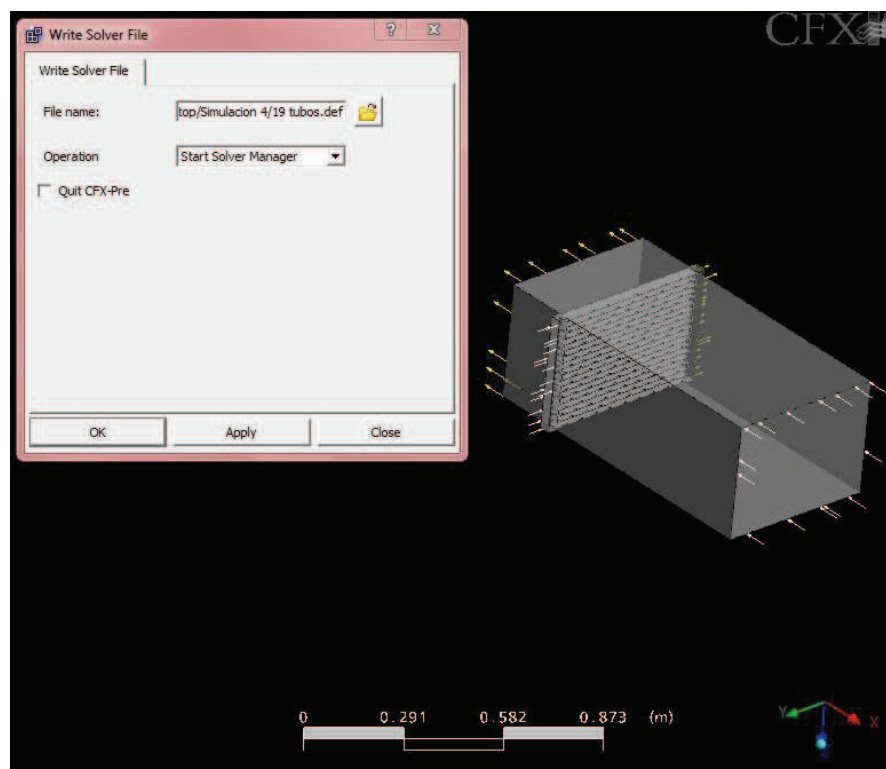


Fig. 65 Ventana Write Solver File

Dejar los parámetros predeterminados y pinchar OK.

Se abrirá CFX – Solver, con una ventana llamada Define Run, en la que habrá dejar los parámetro predeterminados y pulsar START RUN, como se ve en la siguiente imagen.

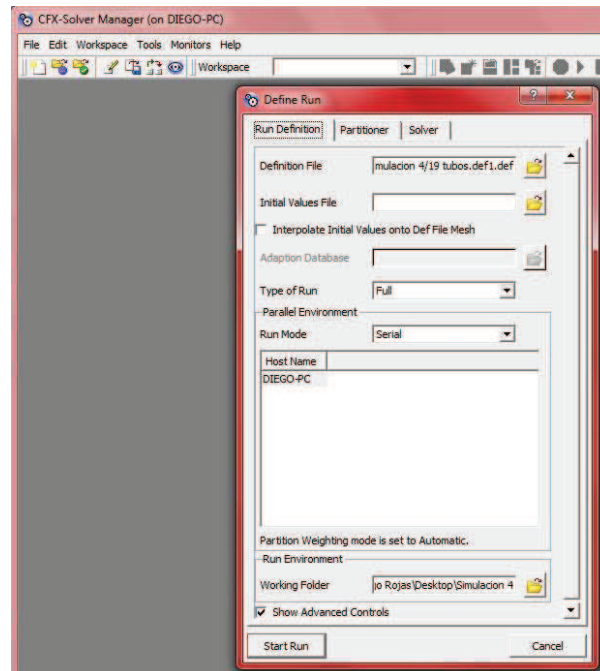


Fig. 66 Ventana Define Run del Solver Manager

b) Resumen de procesos del Solver

El programa se pondrá en modo RUNNING y entonces empezará con el cálculo de ecuaciones para resolver el problema, primero mostrando en un lado de la pantalla el número de iteraciones y demás y en el otro lado, las gráficas correspondientes a transferencia de calor, momentos y masa, turbulencia, etc.

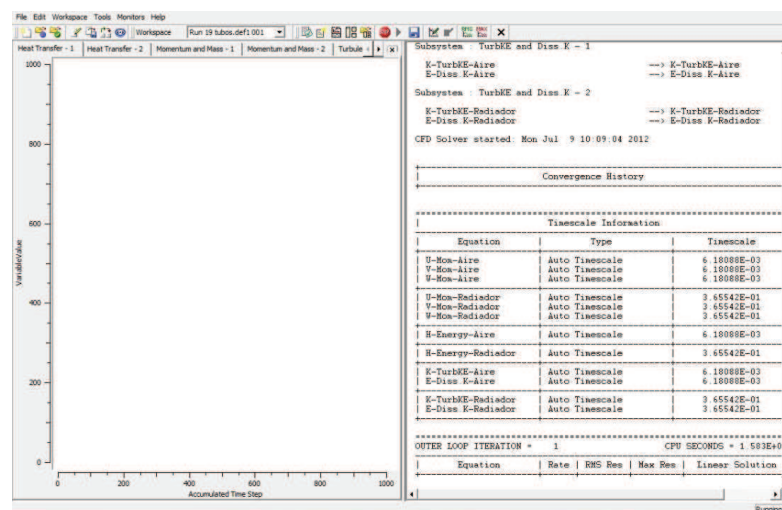


Fig. 67 Comienzo del trabajo del Solver

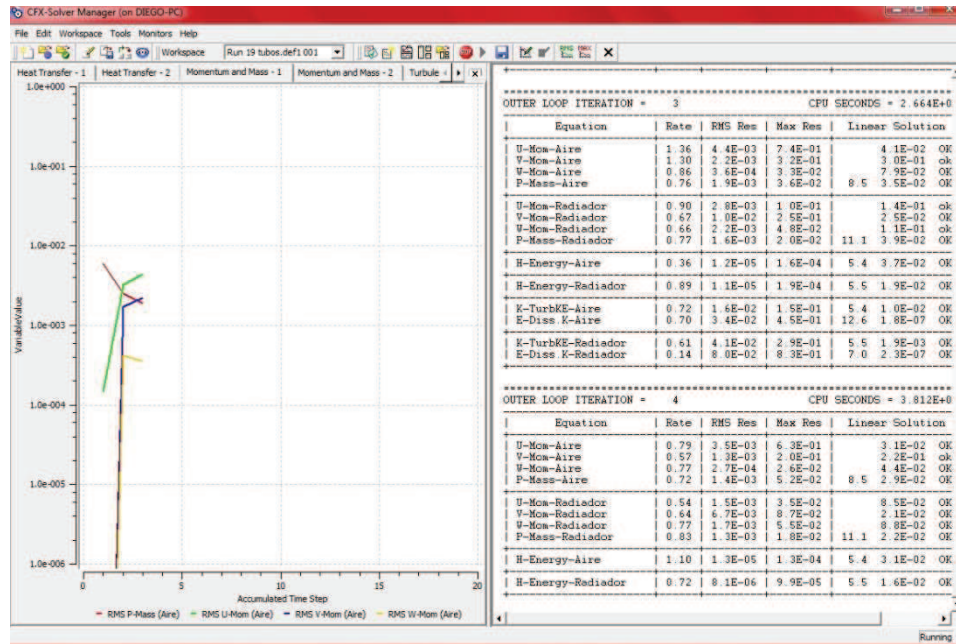


Fig. 68 Solver en modo Running, pestaña de Momento y Masa

Las gráficas del seguimiento de procesos de aplicación de ecuaciones que mostrará son las siguientes:

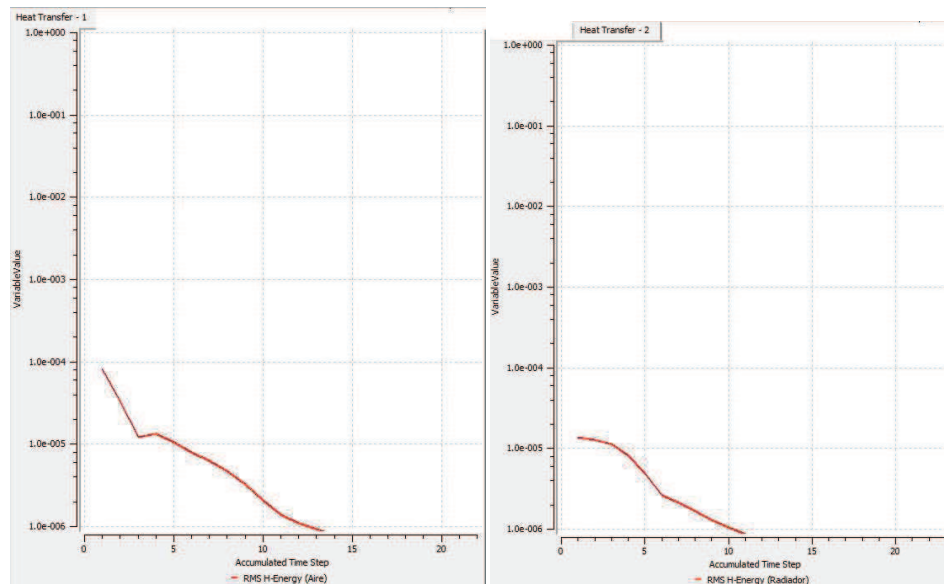


Fig. 69 Gráficas de transferencia de calor entre el refrigerante y el radiador, y entre el radiador y el aire

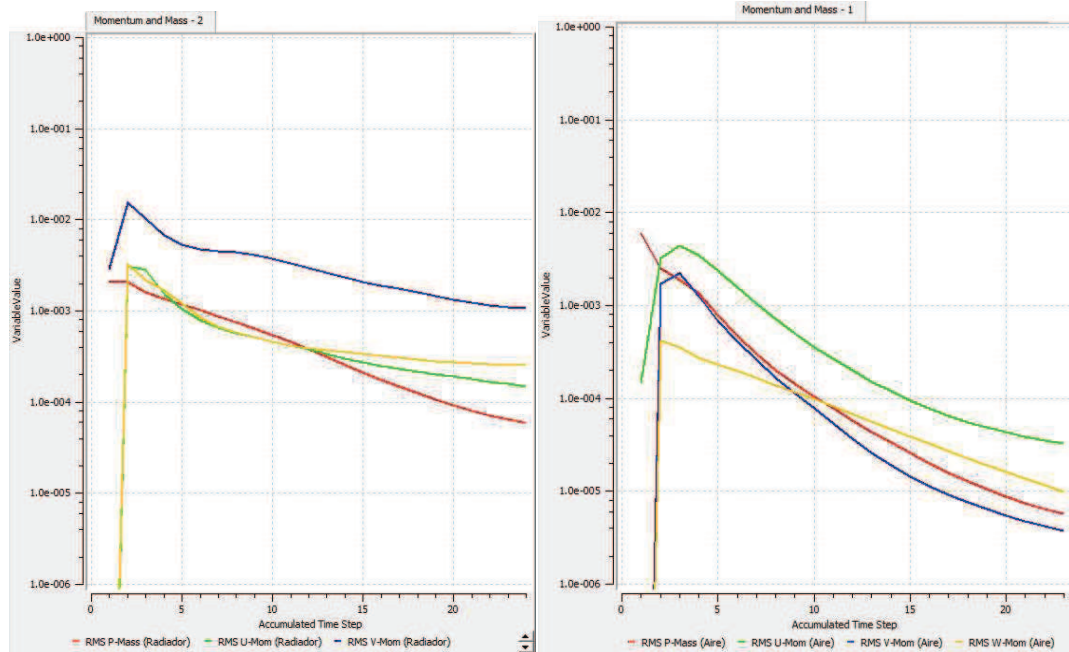


Fig. 70 Gráficas de Momentos y Masas del refrigerante dentro del radiador y del aire

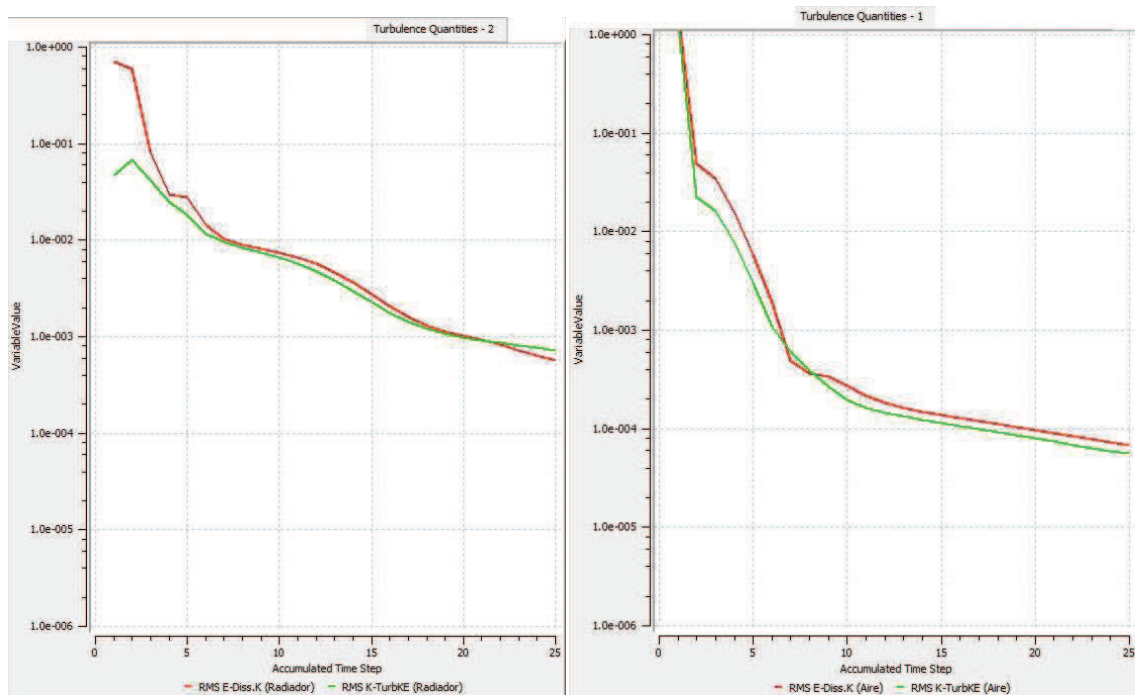


Fig. 71 Gráficas de la turbulencia que se produce en el refrigerante y en el aire

Para este proyecto no se va a utilizar más información del Solver, puesto que no es necesario para los objetivos del mismo, si será de importancia lo que se le pueda sacar a CFX – Post o post-procesador.

Cuando el Solver termina su trabajo mostrará el siguiente mensaje de confirmación de que ha finalizado correctamente o normalmente, si no es así, habrá que corregir las condiciones en CFX – Pre hasta conseguir obtener una simulación buena.

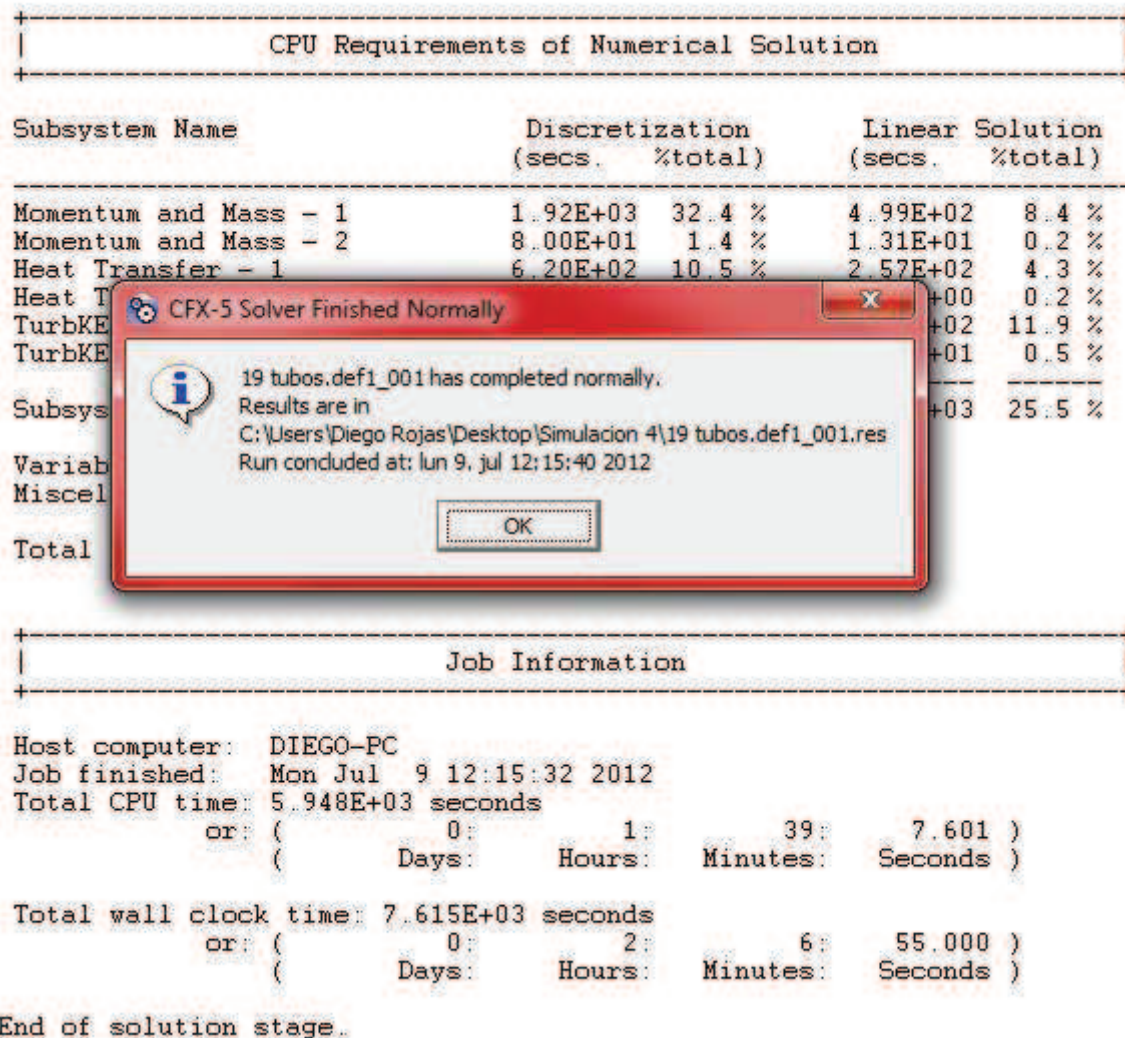


Fig. 72 Mensaje de finalización correcta del Solver de ANSYS CFX

Para ir directamente a CFX – Post, pinchar en la pantalla del Solver en el comando Post Process Results y pinchar OK en la ventana emergente para guardar el archivo que se generará en la carpeta deseada.



Fig. 73 Icono Post Process Results

2.9.4.3 CFX – Post

Una vez, el programa entre en CFX – Post, se mostrará la siguiente pantalla inicial, que es el sitio donde se obtendrán los distintos valores mencionados con anterioridad necesarios para dar validez o no al radiador planteado.

Aun más concretamente se crearán contornos de temperaturas, contornos de presiones, líneas de velocidad de fluidos, y vídeo de interacción de fluidos.

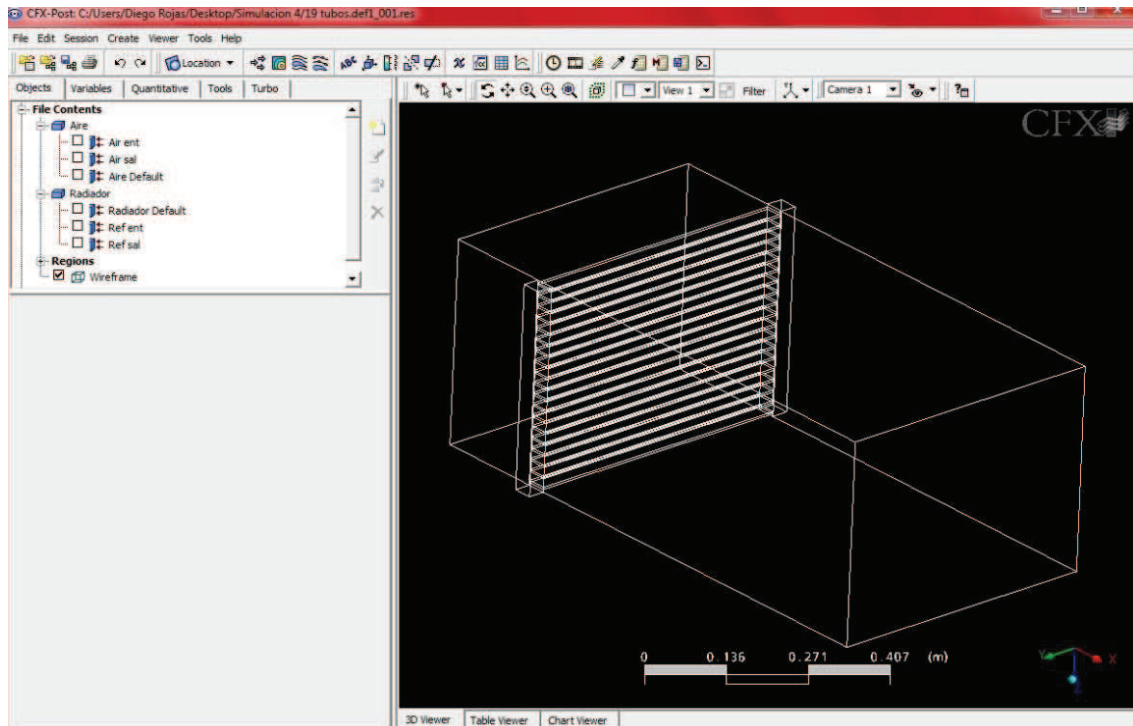


Fig. 74 Pantalla inicial de CFX - Post

a) Obtención de contornos de temperatura y presión (Ejemplos)

Si se quiere ver como se ha distribuido las temperaturas o las presiones en la superficie del radiador o en las caras del dominio aire, se hace lo siguiente:

- Pinchar en el comando Create contour Plot de la barra de herramientas de CFX – Post



Fig. 75 Comando Create contour Plot

- Rellenar la ventana de creación de contornos, en la pestaña Geometry, en Domains escribir el dominio sobre el cual se quiere pintar el contorno (en este ejemplo el Radiador), en Locations, las caras del dominio sobre el cual se quiere hacer el contorno (en este caso todas las paredes externas), en Variable, poner la variable que se necesite (por ejemplo temperatura), y en Range elegir Local para que solo salga en la Leyenda el rango de temperaturas que afectan al Radiador en este caso, en Hibryd-Conservative elegir cualquiera de los dos dependiendo de cómo se desee ver el contorno, en # of Contours elegir 10, es la cantidad de colores a utilizar para el contorno, lo demás dejarlo predeterminado y pulsar Apply

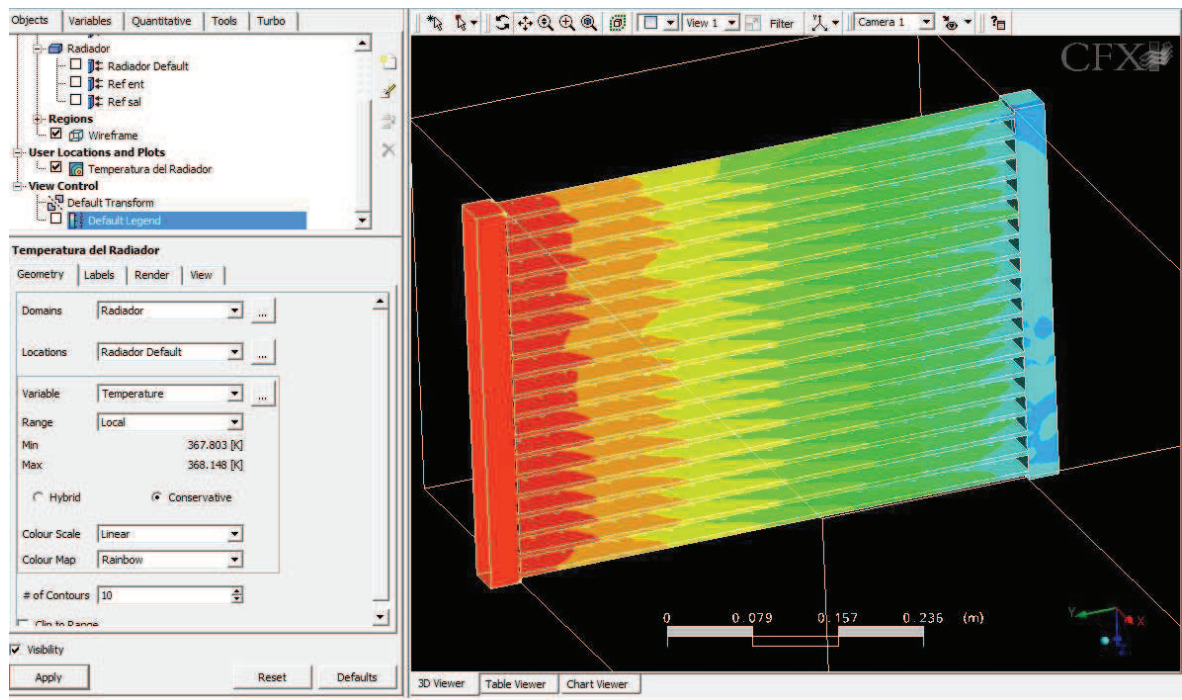


Fig. 76 Contorno de temperaturas del radiador

Ídem a lo anterior para obtener el contorno de temperatura del aire.

Nótese que el calor rojo significa mayor temperatura y el azul claro la menor y que en la imagen no aparece la leyenda, se ha ocultado para ver mejor el radiador, pero se puede ver pinchando en la casilla de Default Legend.

- Para sacar un contorno de presiones, se debe seguir los mismos pasos que en el caso de las temperaturas, sólo que esta vez la variable será la presión (Pressure) y no la temperatura.

Ejemplo: Contorno de variación de la presión del aire en pascales

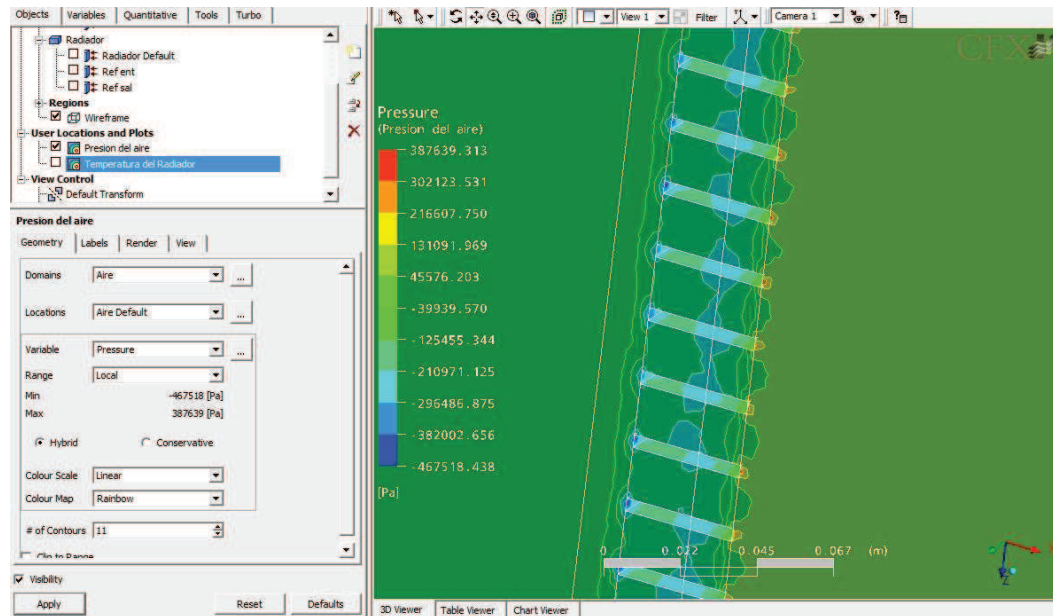


Fig. 77 Contorno de la variación de presiones del aire

Ídem para la obtención de contorno de presiones que sufre el radiador

b) Obtención de líneas de velocidad de los fluidos

Es interesante conocer los cambios de velocidad de los fluidos y sus valores, para ver como circulan las partículas del fluido dentro del dominio, para ello CFX – Post ofrece la posibilidad de crear líneas de velocidad en 3 dimensiones (STREAMLINES), dichas líneas representan los cambios de dirección de las partículas de fluido y la velocidad de las mismas con un cambio de color a la línea.

Ejemplo:

Para conocer las líneas de velocidad del aire, se hará de la siguiente manera:

- Pinchar en el comando Create Stream Line de la barra de tareas de CFX – Post



Fig. 78 Comando Create Stream Line

- En la ventana emergente, en la pestaña Geometry, en Domains elegir el dominio sobre el cual se desea obtener las líneas de velocidad en este caso el aire, en Start From legir la cara de donde se desee que empiecen las líneas, en Number of Points, elegir el número de líneas que se desee obtener, y en Variable la velocidad (Velocity), pulsar Apply y se obtendrá las líneas de velocidad del aire, que empiezan desde la cara Aire Ent (entrada de aire).

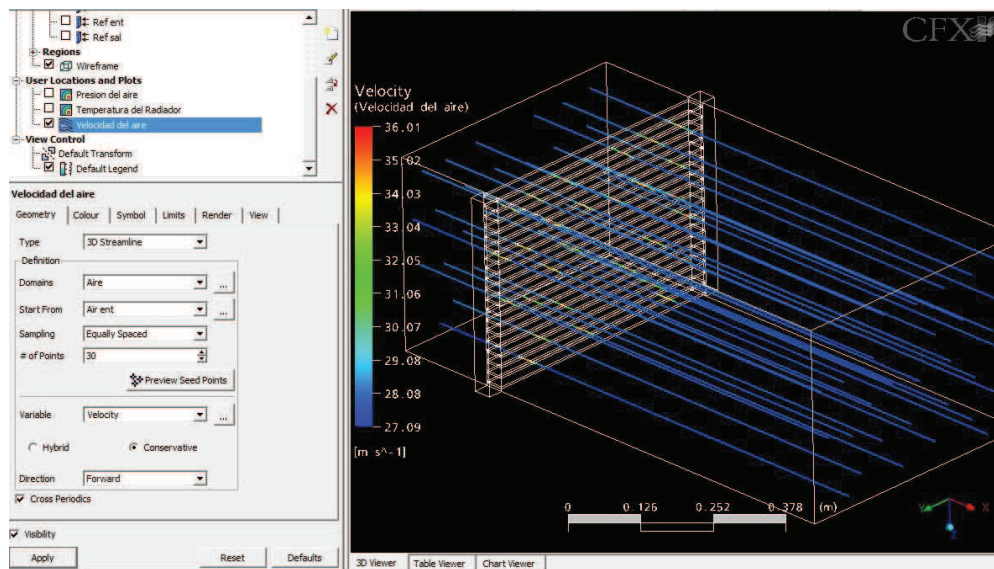


Fig. 79 Líneas de velocidad del aire

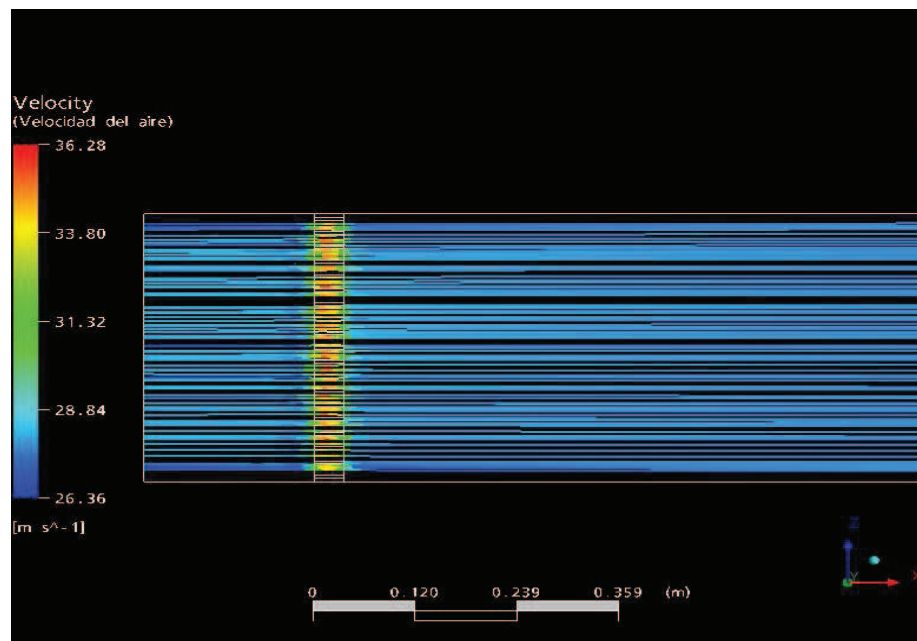


Fig. 80 Cambio de color en las líneas de velocidad (100 líneas) debido a un incremento de la misma

Ídem para la obtención de las líneas de velocidad del refrigerante.

c) Obtención de vídeo representativo de la velocidad de los fluidos

En este caso sólo se verá una imagen de las partículas del aire circulando desde la entrada hasta la salida.

- Se debe, previamente, haber hecho STREAMLINES del aire, pinchar en el comando Show Animator Editor, seleccionar Quick Animation, seleccionar las líneas de velocidad que se desean reproducir, si se quiere que vaya lento o rápido en la barra Fast-Slow y pulsar Play.



Fig. 81 Comando Show Animator Editor

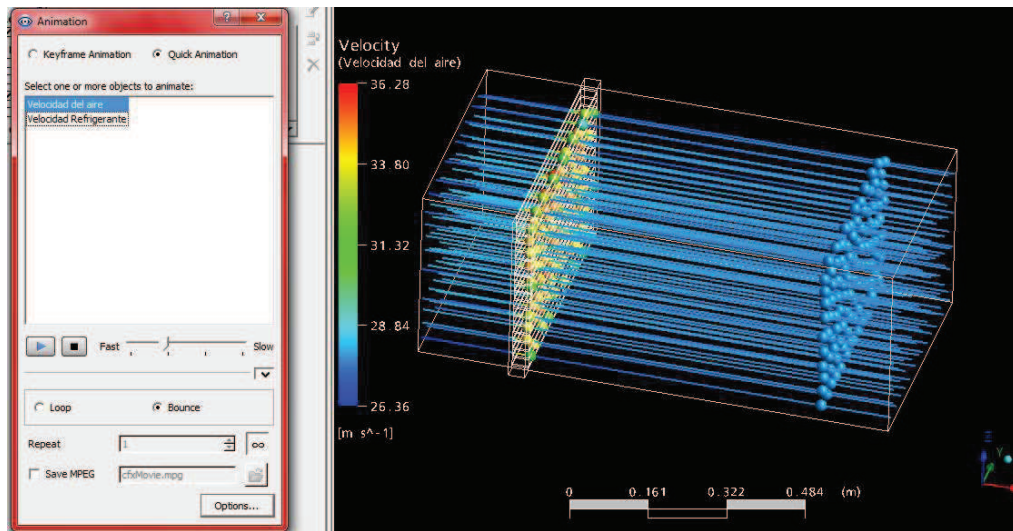


Fig. 82 Las bolas de colores son partículas de aire con más velocidad que las azules

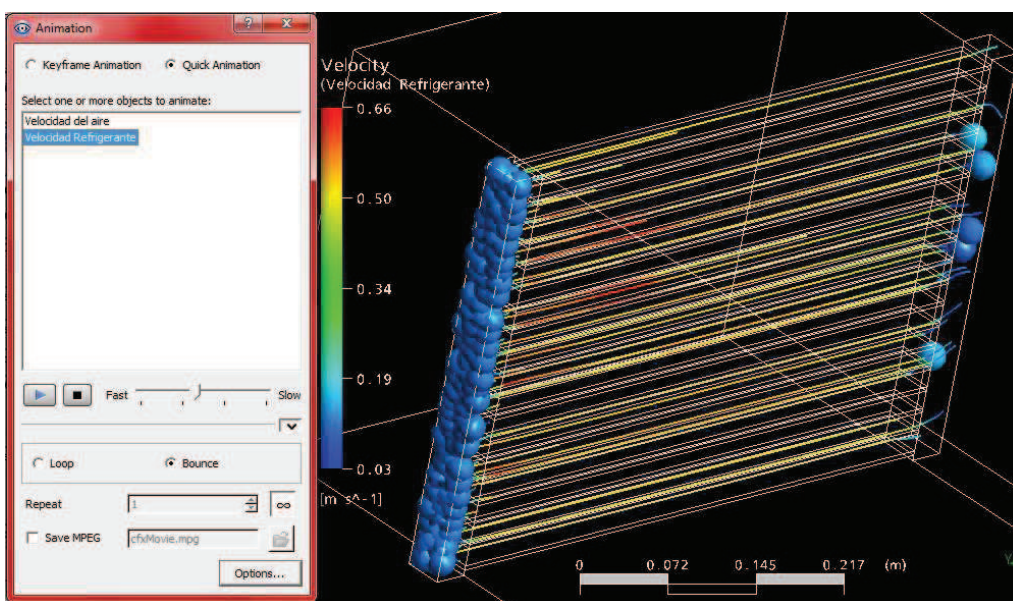


Fig. 83 Partículas de fluido dentro del radiador

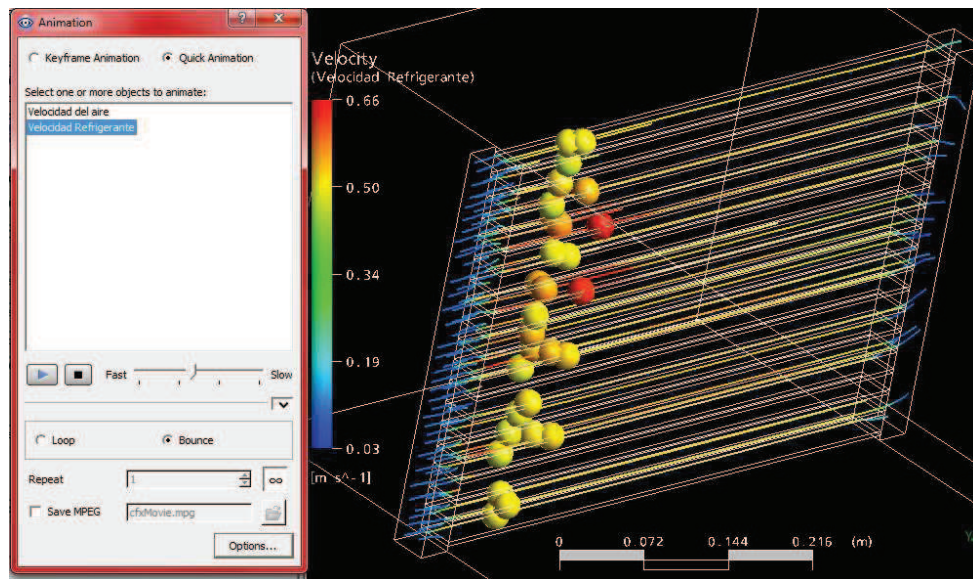


Fig. 84 Partículas de refrigerante cambian de color porque aumentan su velocidad

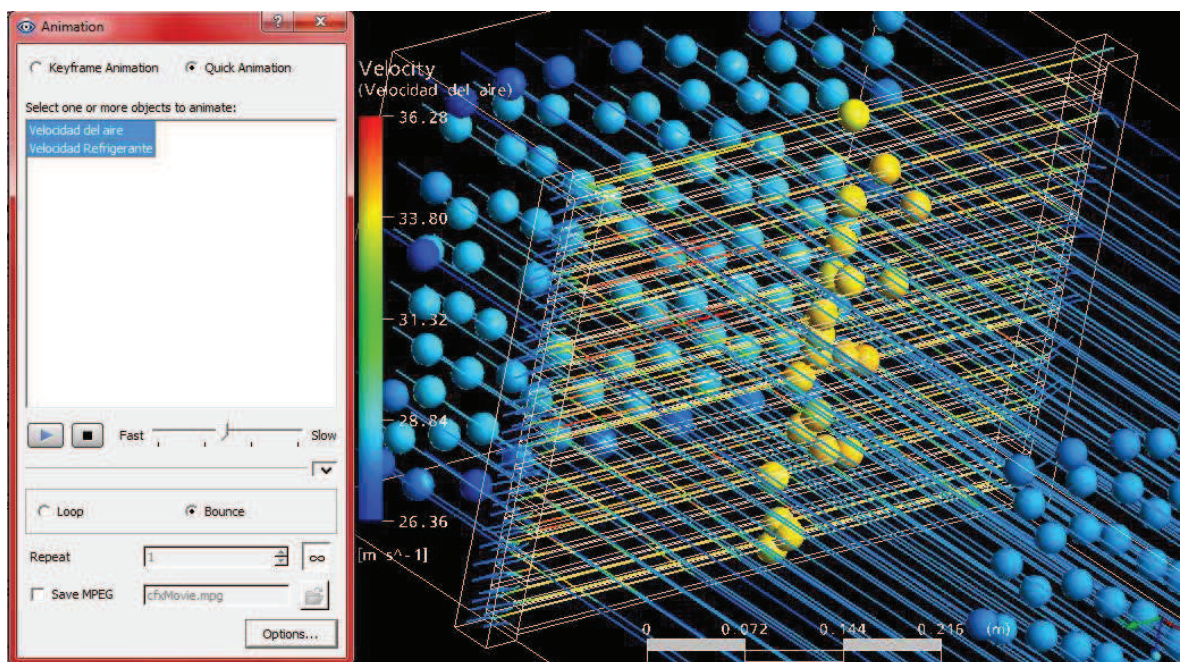


Fig. 85 Representación de la circulación de las partículas de fluido en direcciones perpendiculares

Todas estas imágenes tienen una finalidad explicativa, teniendo mucha importancia los valores que proporcionan las leyendas y los colores que ofrecen los distintos diagramas, para saber dónde se encuentran los valores máximos y mínimos.

2.10 COMPROBACIÓN Y VALIDEZ DEL RADIADOR PARA EL VEHÍCULO UTILITARIO CON ANSYS CFX

2.10.1 INTRODUCCIÓN Y PARÁMETROS NECESARIOS PARA LA SIMULACIÓN CON ANSYS CFX

Una vez vista la manera de realizar la simulación con ANSYS CFX se procede, en el presente apartado, a la comprobación de la validez del radiador final obtenido, para el vehículo utilitario con sus características más importantes, en el capítulo 2.5 del este documento.

Para ello se tendrá en cuenta tres consideraciones, que son las siguientes:

- Habrá de calcular todos los parámetros que haya que introducir manualmente en el programa previo a la simulación para cada caso a simular, como pueden ser, propiedades físicas, temperaturas de entrada, flujos másicos de entrada, coeficientes de película dependientes de la velocidad, etc.
- Como se verá más adelante, no se han tomado en cuenta las aletas en la geometría realizada para la simulación, esto se debe a que el programa daba muchos problemas a la hora de simular una geometría tan compleja (problemas de memoria, interfaces innecesarias, demasiadas superficies), la solución que se adoptará será, calcular el incremento de disipación de energía (ganancia) que se tiene con las aletas respecto del radiador sin aletas, y estimar el valor verdadero de energía disipada.
- Cabe resaltar que las características finales que saldrán de este apartado, pueden no ser exactamente iguales a la realidad, pero si asegurar que los métodos son válidos para ejemplos reales.

En los apartados siguientes a), b), c).....g) se calculará la ganancia que representa el uso de aletas en el radiador para el caso de velocidad de circulación de 100km/h y temperatura del aire de 20°C

- a) Cálculo del coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador sin la existencia de aletas

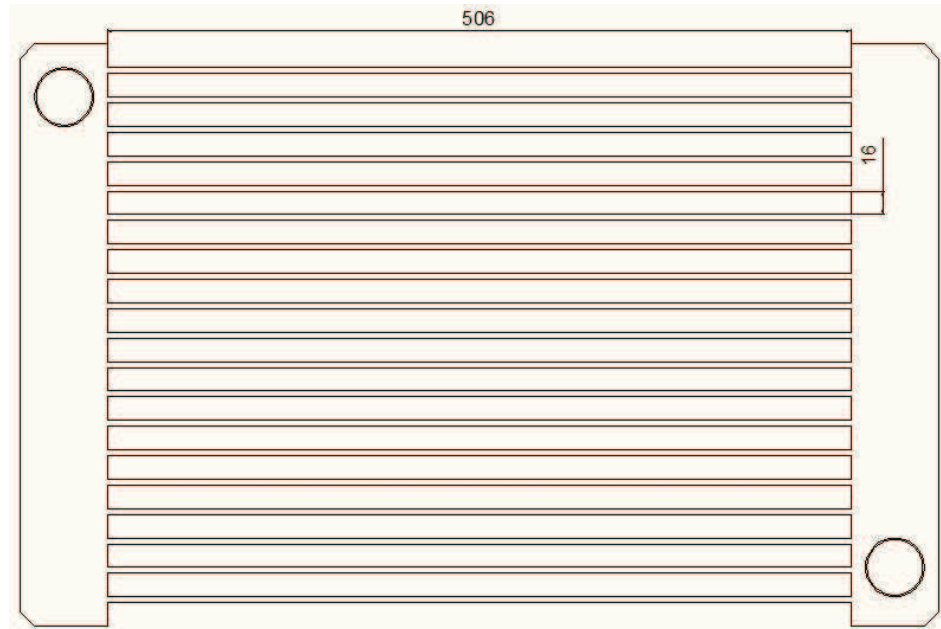


Fig. 86 Geometría del radiador sin aletas. Altura del radiador = 374mm

- Diámetro hidráulico

$$D_h = \frac{4S}{P} = \frac{4 \times 0,596 \times 0,016}{2 (0,016 + 0,596)} = 0,0311$$

- Número de Reynolds

$$Re = \frac{v_{air} D_h}{\nu_{air}} = \frac{27,8 \times 0,0311}{15,09 \cdot 10^{-6}} = 57412 \text{ -- Flujo Turbulento}$$

Se ha cogido el caso de velocidad de circulación igual a 100 km/h y 20 °C de temperatura del aire, del cual se hará una simulación más adelante.

- Número de Nusselt

$$Nu = 0,023 \times (57412)^{0,8} \times (0,713)^{0,4} = 128,87$$

- Coeficiente de película

$$h_{air} = \frac{128,87 \times 25,64 \cdot 10^{-3}}{0,0311} = 106,25 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

b) Área de contacto con el fluido caliente

$$A_{fc} = \text{área interna de los 38 tubos} = 0,860 \text{ m}^2$$

c) Área de contacto con el fluido frío

$$A_{ff} = (0,016 + 0,506) \times 2 \times 0,035 \times 20 = 0,7308 \text{ m}^2$$

d) Coeficiente global de transmisión de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{487,7} + \frac{0,860}{0,7308 \times 106,25} + \frac{0,00025}{111}} = 76,17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

e) Energía térmica disipada

$$q = U \cdot A_{fc} \cdot F \cdot \Delta T_{lm} = 76,17 \times 0,860 \times 0,99 \times 69,88 = 4531,8 \text{ W}$$

f) Energía térmica disipada del radiador con aletas para el caso de 100 km/h y temperatura del aire 20°C

$$q = 14541 \text{ W}$$

g) Ganancia del radiador con aletas respecto del radiador sin aletas

$$\text{Ganancia} = \frac{14541 - 4532}{4532} = 2,20$$

Como conclusión de estos cálculos, se saca que el radiador con aletas disipa 2,20 veces más el calor que un radiador si aletas, también se da una idea de cuánto necesarias son las aletas en este tipo de radiadores.

Se ha realizado tres simulaciones, que servirán para conocer de mejor manera la interacción de los fluidos, prácticamente las verdaderas diferencias de temperaturas presiones.

Dichas simulaciones se exponen a continuación.

2.10.2 SIMULACIÓN I

En un primer caso se ha supuesto, una situación normal, parecida la que ha se ha tomado como referencia para dar a conocer las dimensiones finales del radiador en el punto 2.5.

Pues bien los parámetros iniciales para esta primera simulación son los siguientes:

- Velocidad de circulación = 100 km/h ($v_{\text{air}} = 27,8 \text{ m/s}$)
- Flujo másico de refrigerante = 1,38 kg/s (Tabla 9)
- $T_{\text{ae}} = 20^\circ\text{C}$
- $T_{\text{e}} = 95^\circ\text{C}$
- Coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador, $h_{\text{air}} = 106,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} ^\circ\text{C}$
- $C_{\text{específico refrigerante}} = 3271 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
- Densidad refrigerante = $1027,1 \text{ kg/m}^3$
- Presión de entrada del líquido refrigerante = 1,4 bar (tomado de datos del vehículo utilitario en el Documento 1. Memoria)

Ya se explico antes dónde se mete cada parámetro.

Gráficas obtenidas de la simulación con las leyendas de los valores que se utilizarán para dar validez o no al radiador propuesto u obtenido en el punto 2.5

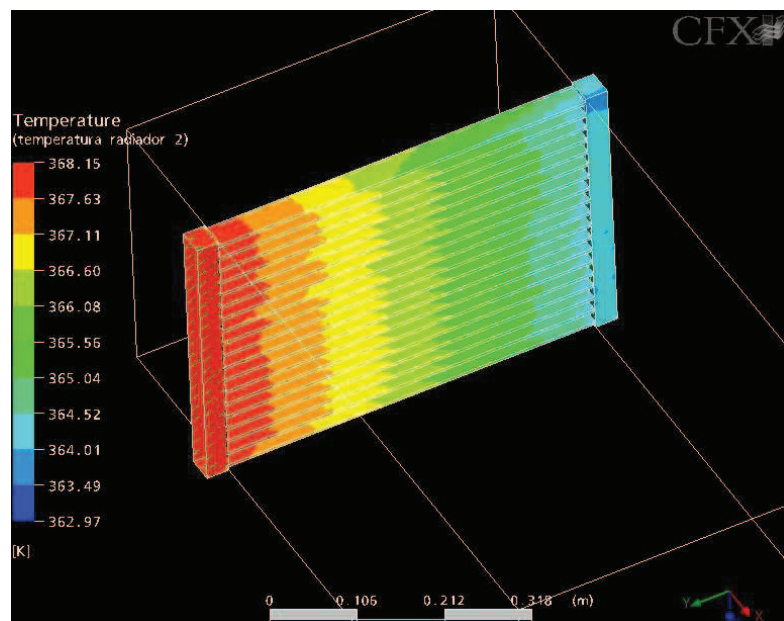


Fig. 87 Temperaturas del radiador

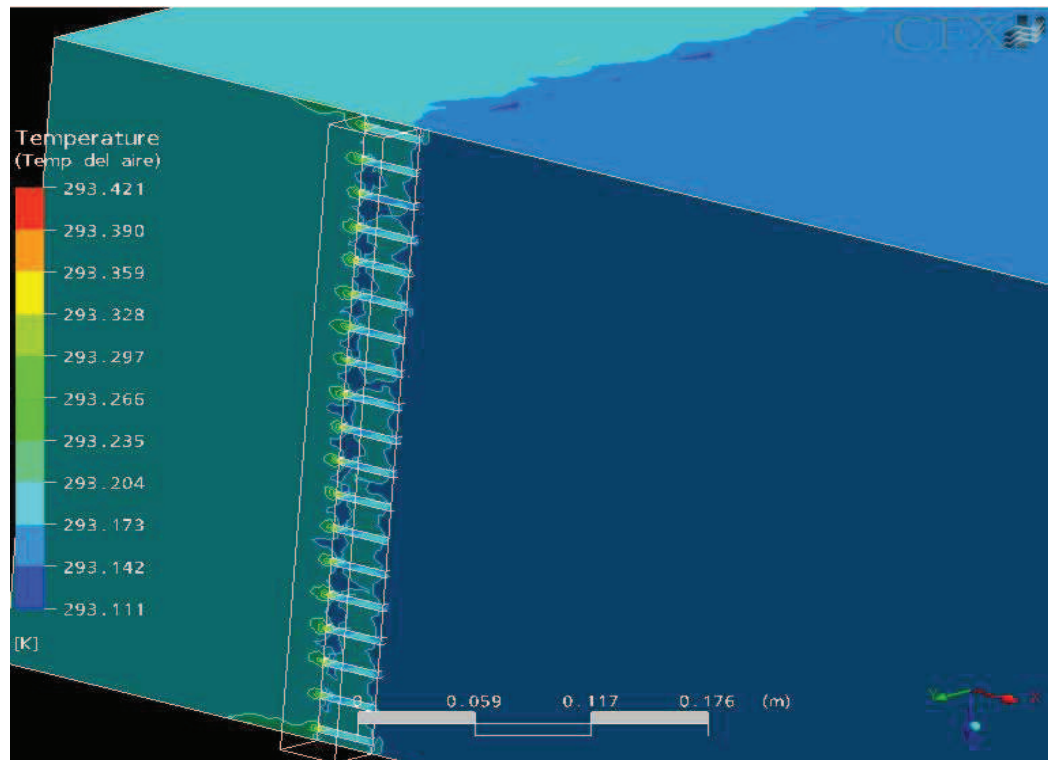


Fig. 88 Temperaturas del aire

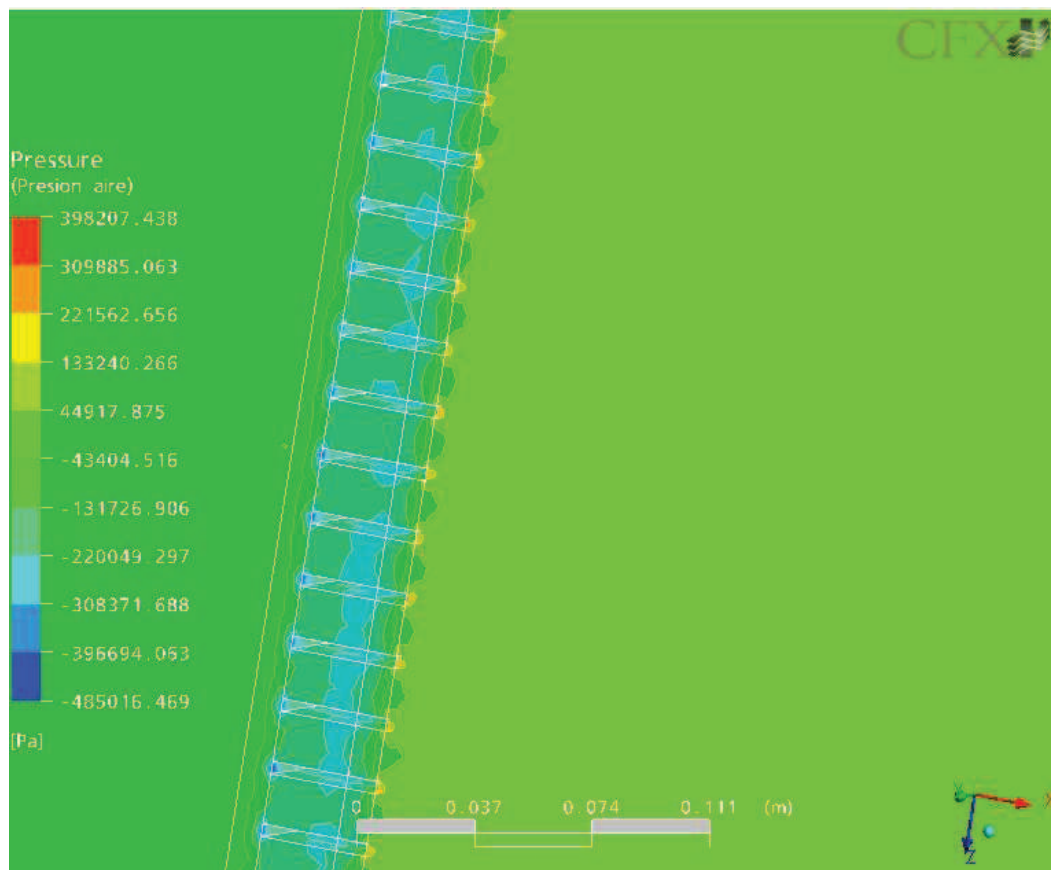


Fig. 89 Presiones del aire

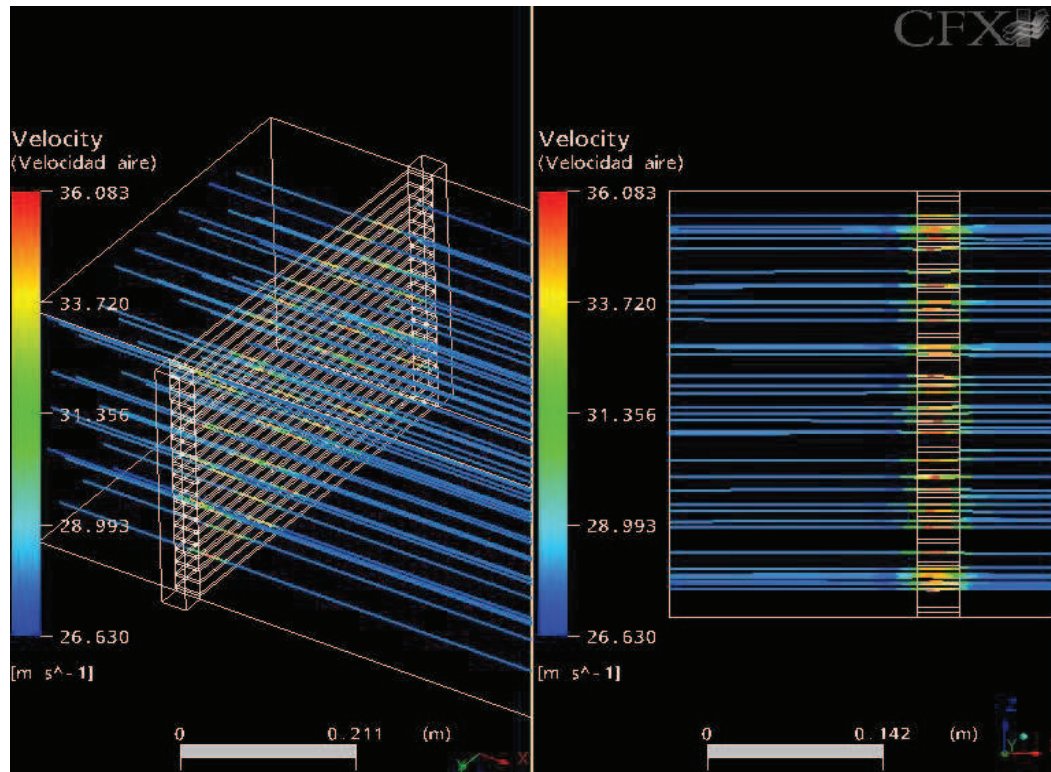


Fig. 90 Velocidad del aire

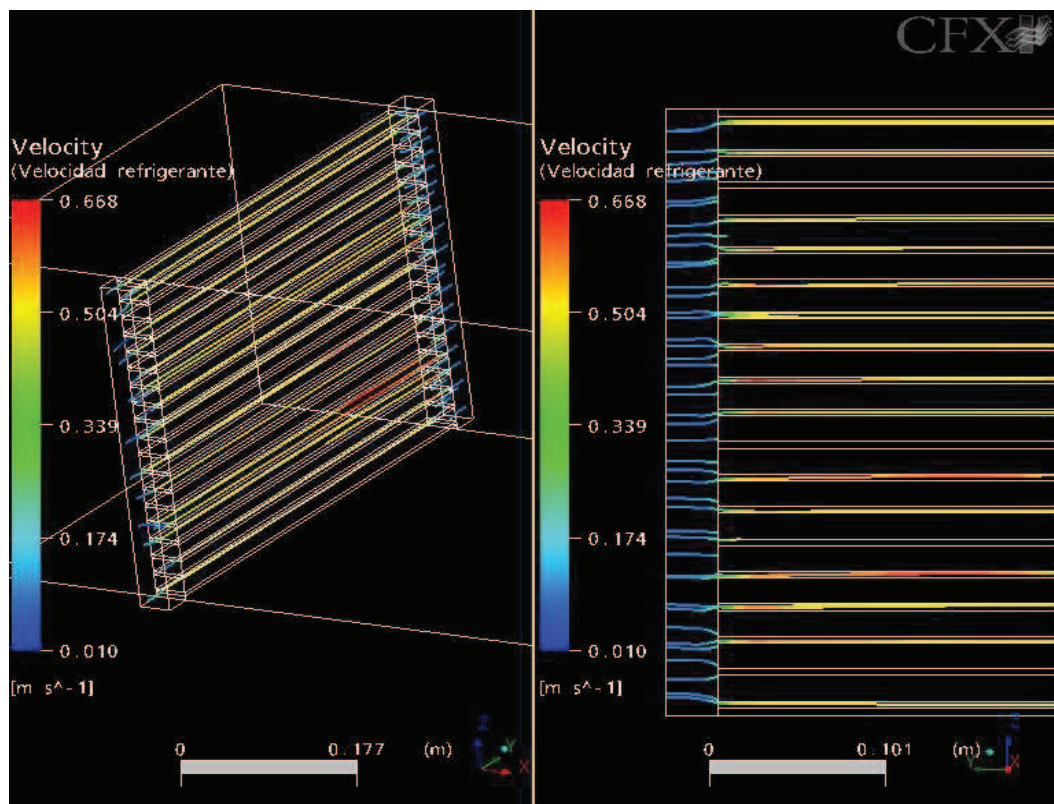


Fig. 91 Velocidad del refrigerante

Pues bien, que interesa saber es la diferencia de temperaturas de la salida de los dos fluidos respecto de la entrada.

Según las gráficas anteriores:

- Temperatura de entrada refrigerante = 95 °C = Te
- Temperatura de salida refrigerante = 89,86 °C = Tfd
- Temperatura de entrada del aire = 20 °C = Tae

Ecuación general de transferencia de calor y que se debe cumplir siempre es:

$$\dot{m}_r \cdot C_r \Delta T_{ref} = \dot{m}_{air} \cdot C_{air} \cdot \Delta T_{air}$$

$$1,38 \times 3271 \times (5,14) = 5,33 \times 1006,25 \times \Delta T_{air}$$

$$\Delta T_{air} = 4,33 \text{ °C}$$

- Temperatura de salida del aire = 24,33 °C = Tas

Se meten estos datos en las Tablas Excel y se obtiene lo siguiente:

VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN	100 km/h	
TEMPERATURA DEL AIRE = 20°C	SIN ALETAS	CON ALETAS
CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE (W)	23184	23184
FLUJO MÁSICO DE AIRE (kg/s)	5,33	5,22
FLUJO MÁSICO DE REFRIGERANTE (kg/s)	1,38	1,38
CAUDAL QUE DEBE DAR LA BOMBA (m ³ /s)	0,00134	0,00134
TIPO DE FLUJO DEL AIRE	TURBULENTO	LAMINAR
COEFICIENTE DE PELICULA AIRE (W/m ² °C)	105,77	17,56
VELOCIDAD DEL REF EN LOS TUBOS (m/s)	0,62	0,62
TIPO DE FLUJO EN LOS TUBOS	LAMINAR	LAMINAR
COEFICIENTE DE PELICULA TUBOS (W/m ² °C)	511,68	511,68
ÁREA DE CONTACTO FLUIDO CALIENTE (m ²)	0,86	0,86
AREA DE CONTACTO FLUIDO FRIO (m ²)	0,73	4,90
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMI (W/m ² °C)	76	84
EFFECTIVIDAD	6,00%	30,00%
CAIDA DE PRESION DEL AIRE (Pa)	21,04	53,95
ENERGIA TERMICA DISIPADA (W)	3857	28369

Tabla 23 Valores obtenidos para la Simulación I

2.10.2.1 Conclusiones a la Simulación I

- Se pasa, con las aletas, de flujo turbulento a laminar, sin que cambie prácticamente el flujo másico de aire.
- La velocidad del aire al atravesar el radiador no son demasiado grandes como para causar flujo turbulento.
- La velocidad en los tubos del radiador, es muy similar a la que se aprecia en las gráficas obtenidas de la simulación.
- El área de contacto con el fluido frío (aire) aumenta de manera considerada incluyendo las aletas.
- Gracias a esto aumenta el coeficiente global de transmisión de calor, que en ambos casos se encuentra dentro de los valores normales.
- La efectividad pasa de ser muy pequeña, a estar por encima del 23% (valor normal)
- La caída de presión es distinta a la que se observa en las gráficas.

¡IMPORTANTE! Si el radiador simulado posee aletas de la geometría especificada con anterioridad, la cantidad de energía disipada es mayor que la cantidad de calor generada.

Luego, por la razón anterior, se asegura que el radiador es VÁLIDO.

Entonces las temperaturas de referencia, serán las obtenidas en esta simulación, es decir que:

- **$T_e = 95^{\circ}\text{C}$**
- **$T_{fd} = 89,86^{\circ}\text{C}$**
- **$T_{ae} = 20^{\circ}\text{C}$**
- **$T_{as} = 24,33$**

2.10.3 SIMULACIÓN II

Los parámetros iniciales para esta simulación se describen a continuación:

- Velocidad de circulación = 50 km/h ($v_{\text{air}} = 13,9 \text{ m/s}$)
- Flujo másico de refrigerante = 0,84 kg/s (Tabla 9)
- $T_{\text{ae}} = 35^\circ\text{C}$
- $T_{\text{e}} = 95^\circ\text{C}$
- Coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador sin aletas, $h_{\text{air}} = 106,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} ^\circ\text{C}$
- $C_{\text{específico refrigerante}} = 3271 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
- Densidad refrigerante = $1027,1 \text{ kg/m}^3$
- Presión de entrada del líquido refrigerante = 1,4 bar

Gráficas obtenidas de la simulación con las leyendas de los valores que se utilizarán para dar validez o no al radiador propuesto u obtenido en el punto 2.5

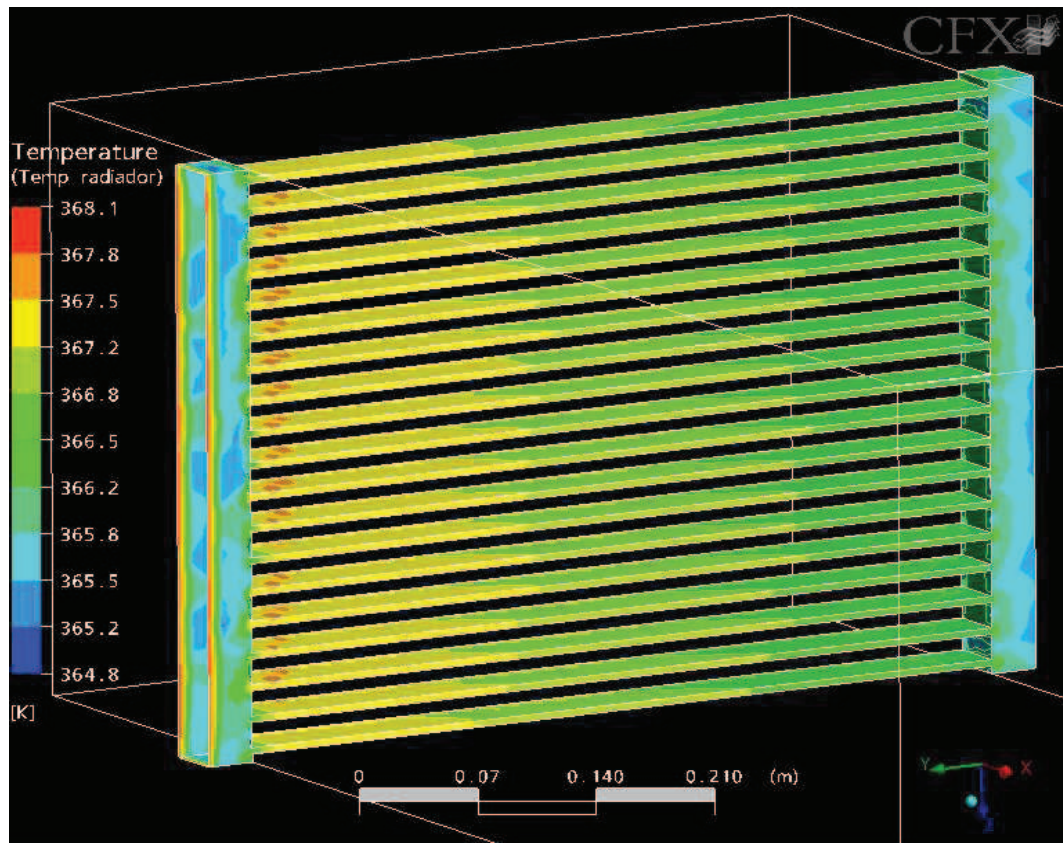


Fig. 92 Temperaturas del radiador

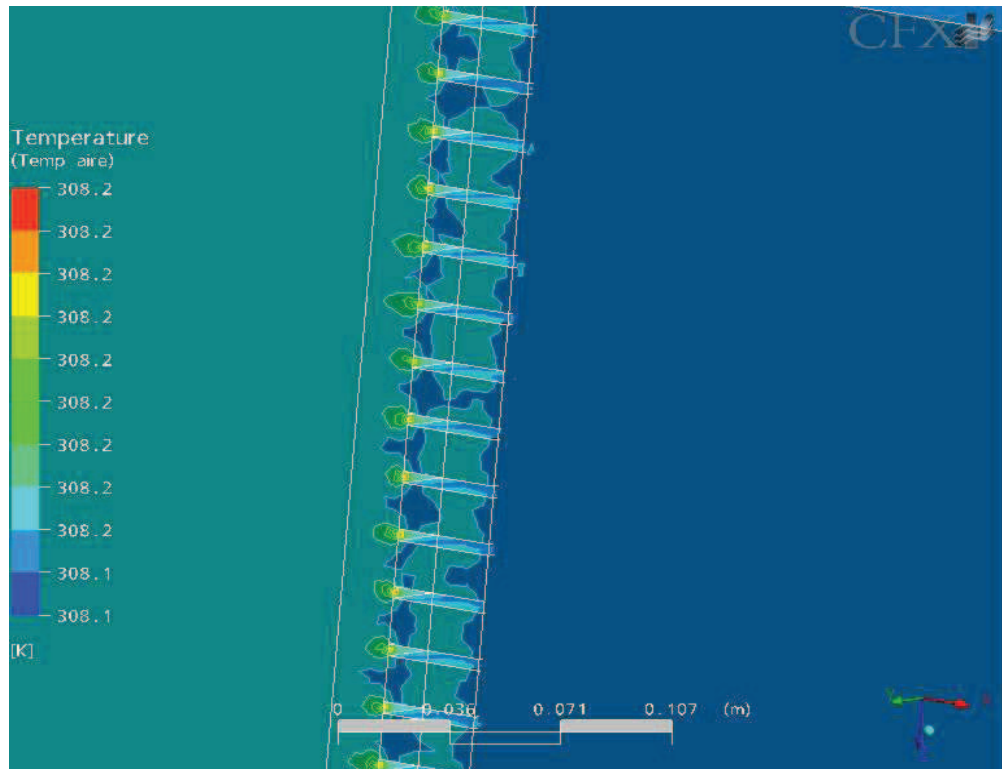


Fig. 93 Temperaturas del aire

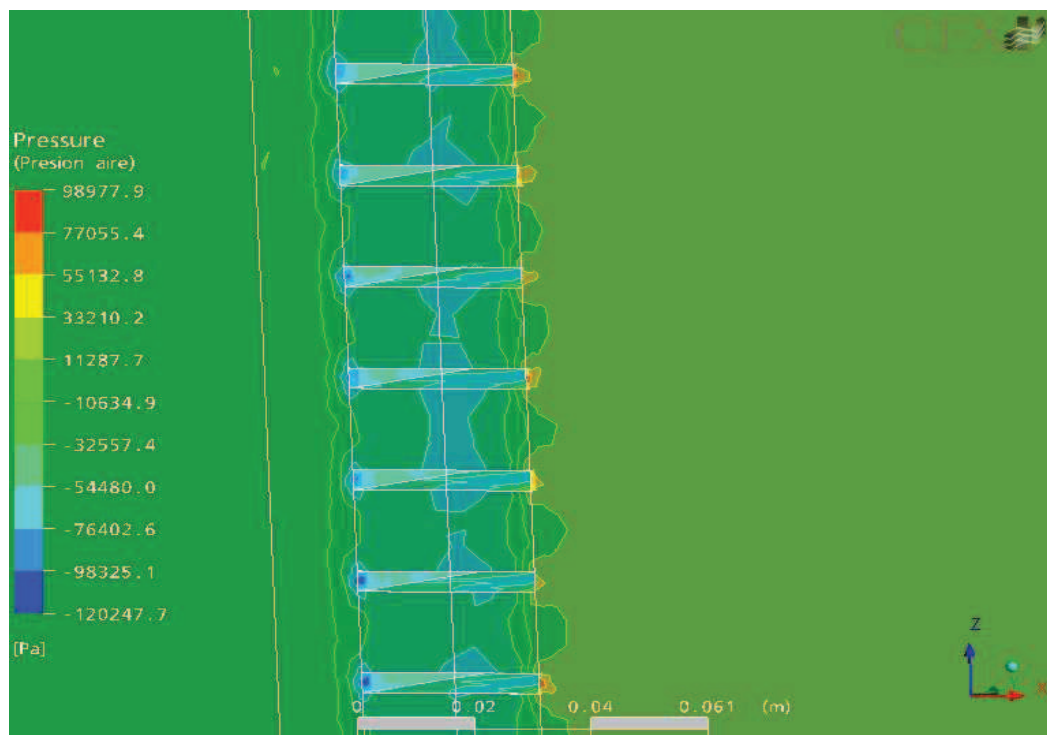


Fig. 94 Presiones que se generan en el aire

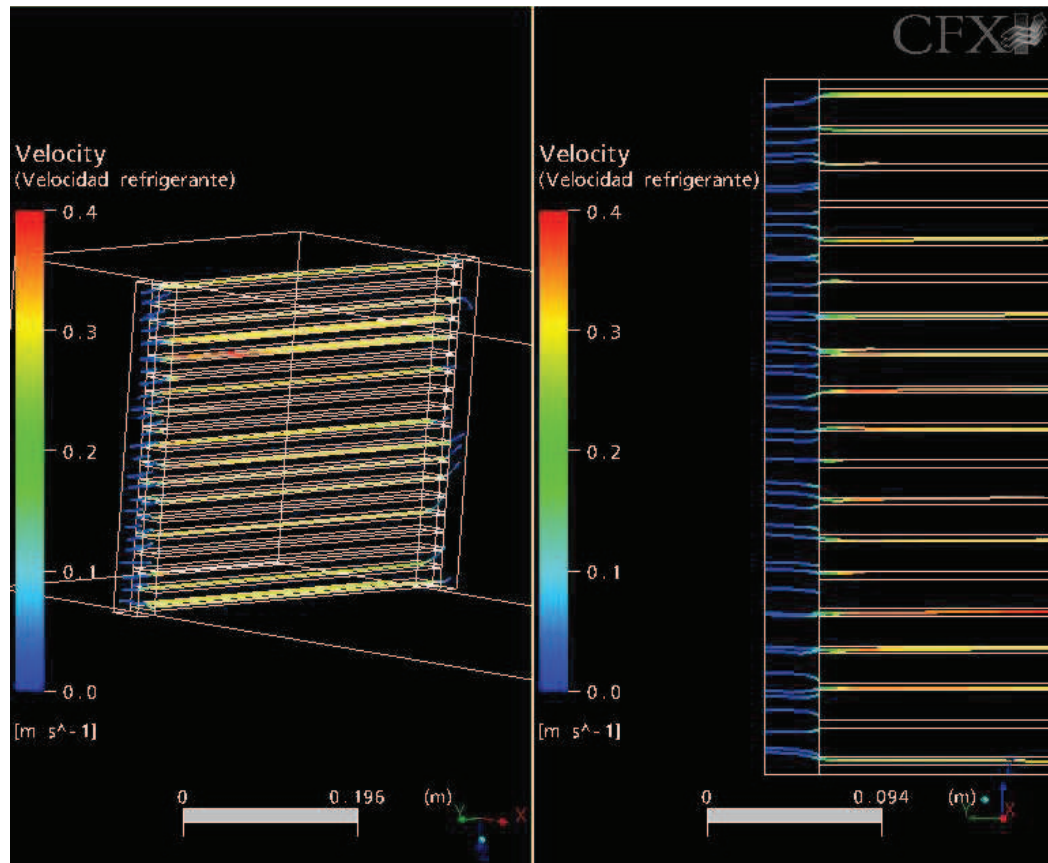


Fig. 95 Velocidades del refrigerante

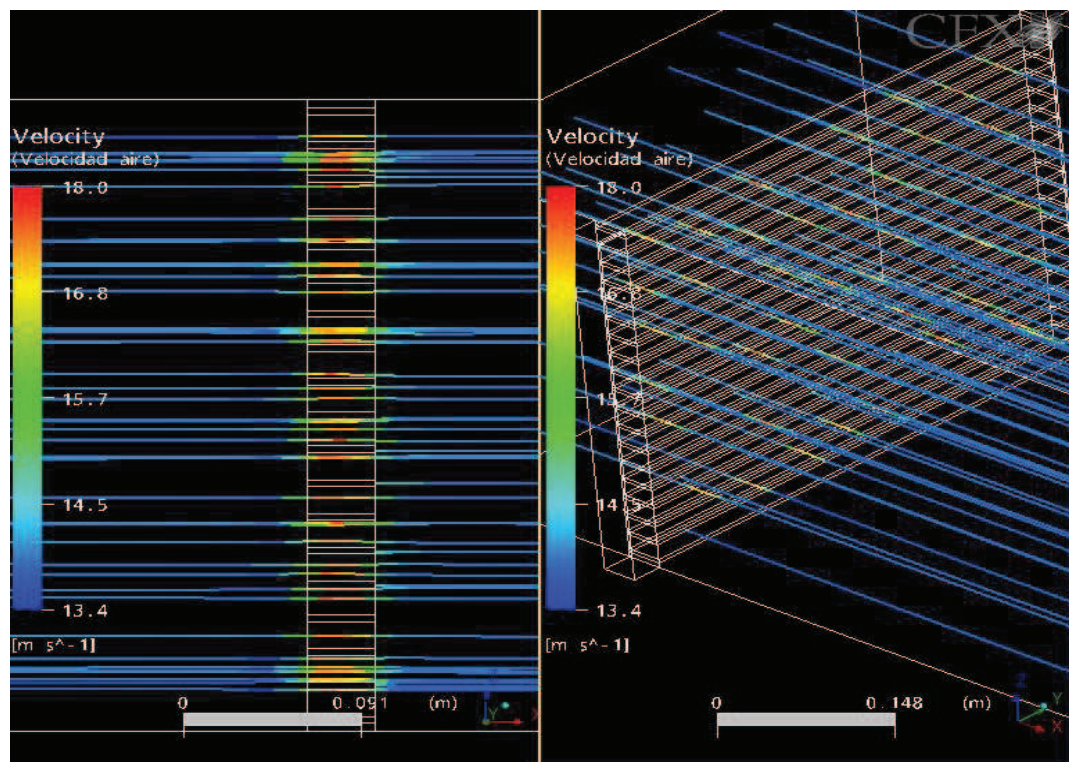


Fig. 96 Velocidades que se generan en el aire

Según las gráficas anteriores:

- $T_e = 95\text{ °C}$
- $T_{rs} = \text{temperatura salida refrigerante} = 91,7\text{ °C}$
- $T_{ae} = 20\text{ °C}$

Ecuación general de transferencia de calor y que se debe cumplir siempre es:

$$\dot{m}_r \cdot C_r \Delta T_{ref} = \dot{m}_{air} \cdot C_{air} \cdot \Delta T_{air}$$

$$0,84 \times 3271 \times (3,3) = 2,54 \times 1006,7 \times \Delta T_{air}$$

$$\Delta T_{air} = 3,55\text{ °C}$$

- $T_{as} = 23,55\text{ °C}$

Se meten estos datos en las Tablas Excel y se obtiene lo siguiente:

VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN	50 km/h (T=35°C)	
	SIN ALETAS	CON ALETAS
CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE (W)	13785	13785
FLUJO MÁSICO DE AIRE (kg/s)	2,54	2,49
FLUJO MÁSICO DE REFRIGERANTE (kg/s)	0,84	0,84
CAUDAL QUE DEBE DAR LA BOMBA (m ³ /s)	0,00082	0,00082
TIPO DE FLUJO DEL AIRE	TURBULENTO	LAMINAR
COEFICIENTE DE PELICULA AIRE (W/m ² °C)	63,64	18,38
VELOCIDAD DEL REF EN LOS TUBOS (m/s)	0,38	0,38
TIPO DE FLUJO EN LOS TUBOS	LAMINAR	LAMINAR
COEFICIENTE DE PELICULA TUBOS (W/m ² °C)	511,68	511,68
ÁREA DE CONTACTO FLUIDO CALIENTE (m ²)	0,86	0,86
AREA DE CONTACTO FLUIDO FRIO (m ²)	0,73	4,90
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMI (W/m ² °C)	49	87
EFFECTIVIDAD	3,00%	21,00%
CAIDA DE PRESION DEL AIRE (Pa)	5,97	25,74
ENERGIA TERMICA DISIPADA (W)	2525	5292

Fig. 97 Valores obtenidos para la Simulación II

2.10.3.1 Conclusiones a la Simulación II

Parecidas a las conclusiones obtenidas en la Simulación I, ya que con las aletas se consigue eliminar el flujo turbulento del aire, consiguiendo uno laminar, el coeficiente global de transmisión de calor también aumenta, el área de contacto con el fluido frío lógicamente aumenta.

La diferencia estriba en la efectividad y la energía térmica disipada, son dos puntos negativos, ya que la efectividad se encuentra por debajo de los valores aceptables y la energía térmica disipada es menor que el calor que lleva consigo el refrigerante, por otra parte, si se ha dicho que de referencia se cogía una temperatura a la salida del refrigerante de 89,86°C, en este caso no se ha conseguido dicho valor, se ha llegado sólo a 91,7°C.

- ¡IMPORTANTE! Por las razones negativas de efectividad, menor cantidad de energía disipada que la generada por el motor y menor temperatura que la final de diseño, se concluye que el radiador obtenido en el punto 2.5 NO ES VÁLIDO para esta velocidad de circulación y temperatura del aire.
- La solución a este problema y para poder darle validez al radiador es la instalación del ventilador, el diseño de un ventilador en este proyecto no es primordial, pero sí que se hará referencia a él en un apartado más adelante.

2.10.4 SIMULACIÓN III

Los parámetros iniciales para esta simulación se describen a continuación:

- Velocidad de circulación = 200 km/h ($v_{\text{air}} = 55,56 \text{ m/s}$)
- Flujo másico de refrigerante = 2,38 kg/s (Tabla 9)
- $T_{\text{ae}} = 35^\circ\text{C}$
- $T_{\text{e}} = 95^\circ\text{C}$
- Coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador sin aletas,

$$h_{\text{air}} = 240,51 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \text{ } ^\circ\text{C}$$
- $C_{\text{específico refrigerante}} = 3271 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
- Densidad refrigerante = 1027,1 kg/m³
- Presión de entrada del líquido refrigerante = 1,4 bar

Gráficas obtenidas de la simulación con las leyendas de los valores que se utilizarán para dar validez o no al radiador propuesto u obtenido en el punto 2.5

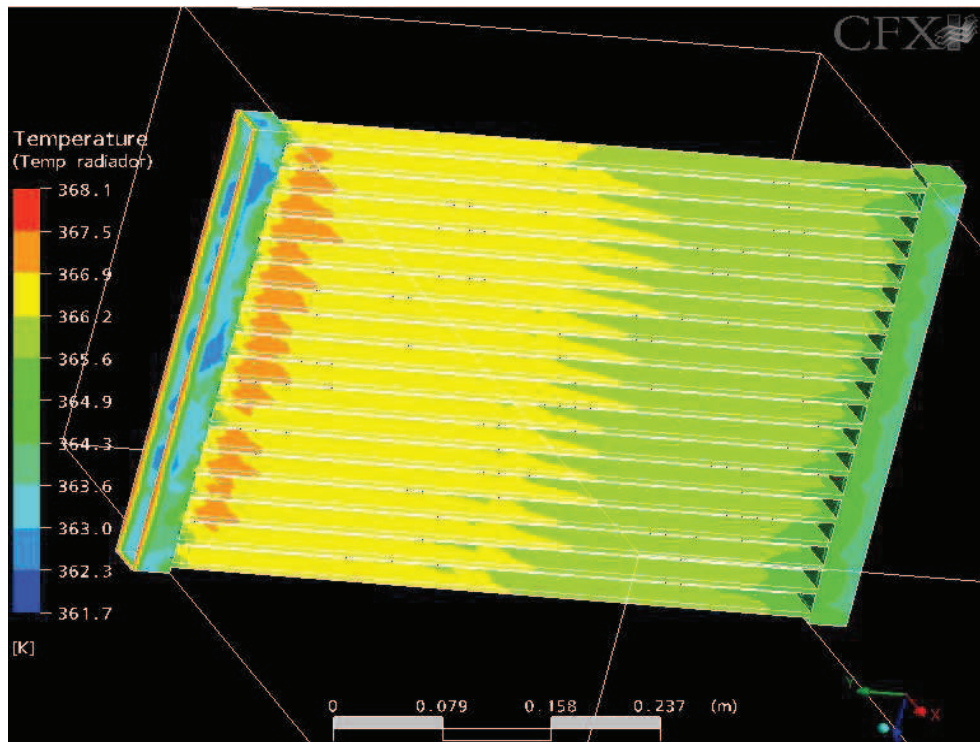


Fig. 98 Temperatura del radiador

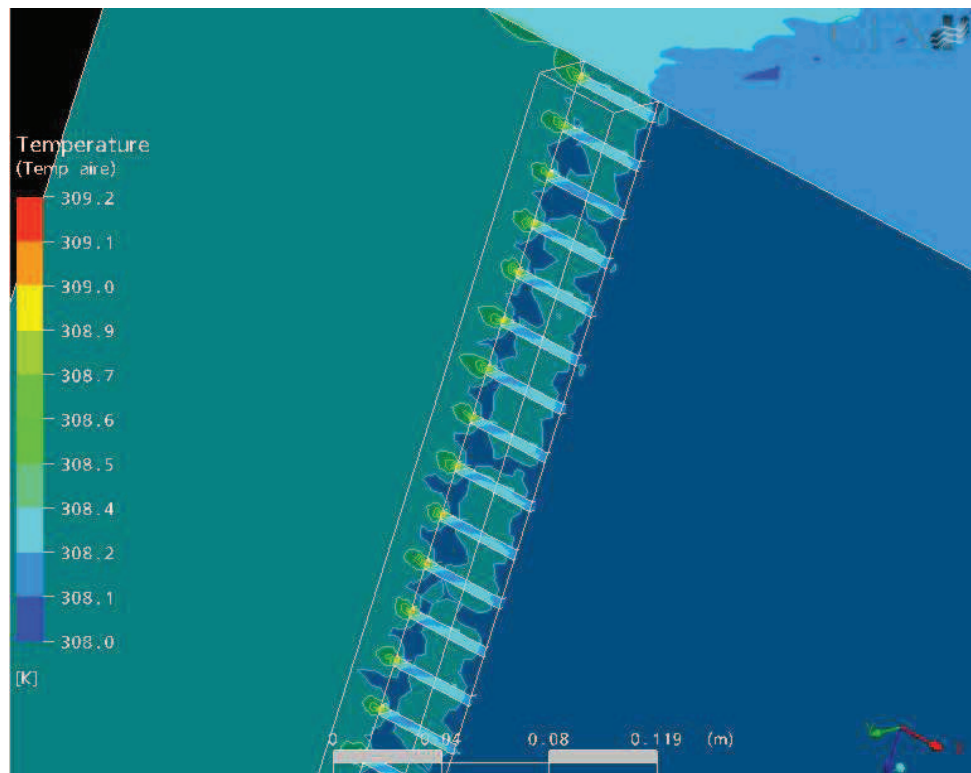


Fig. 99 Temperaturas del aire

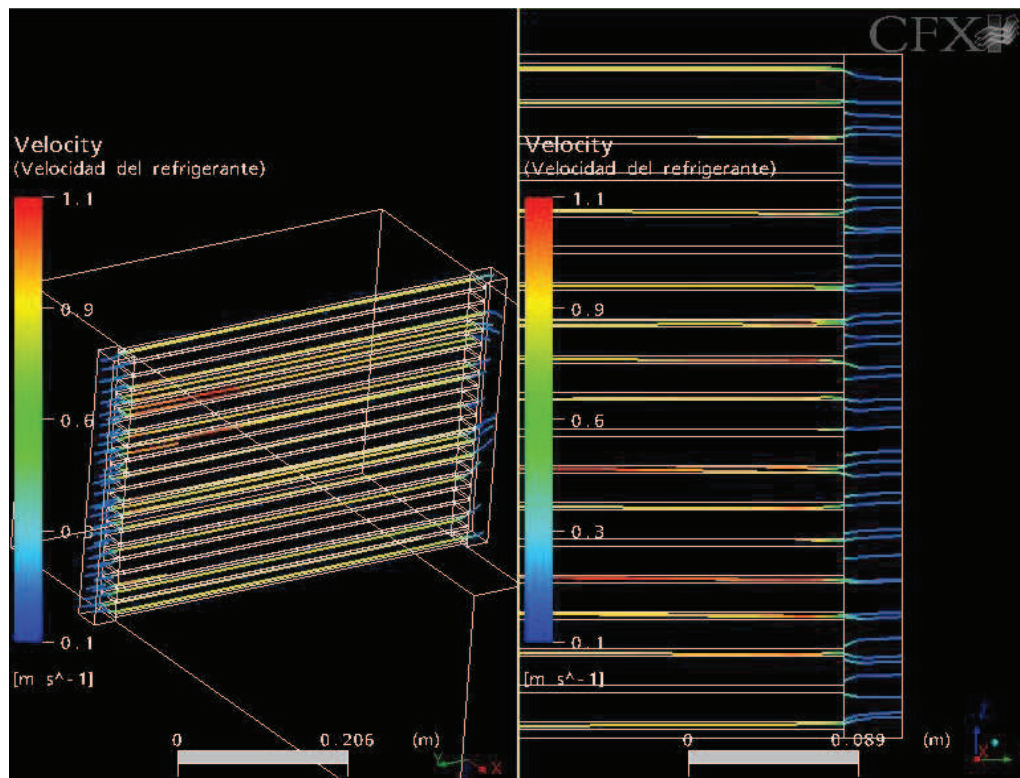


Fig. 100 Velocidad del refrigerante

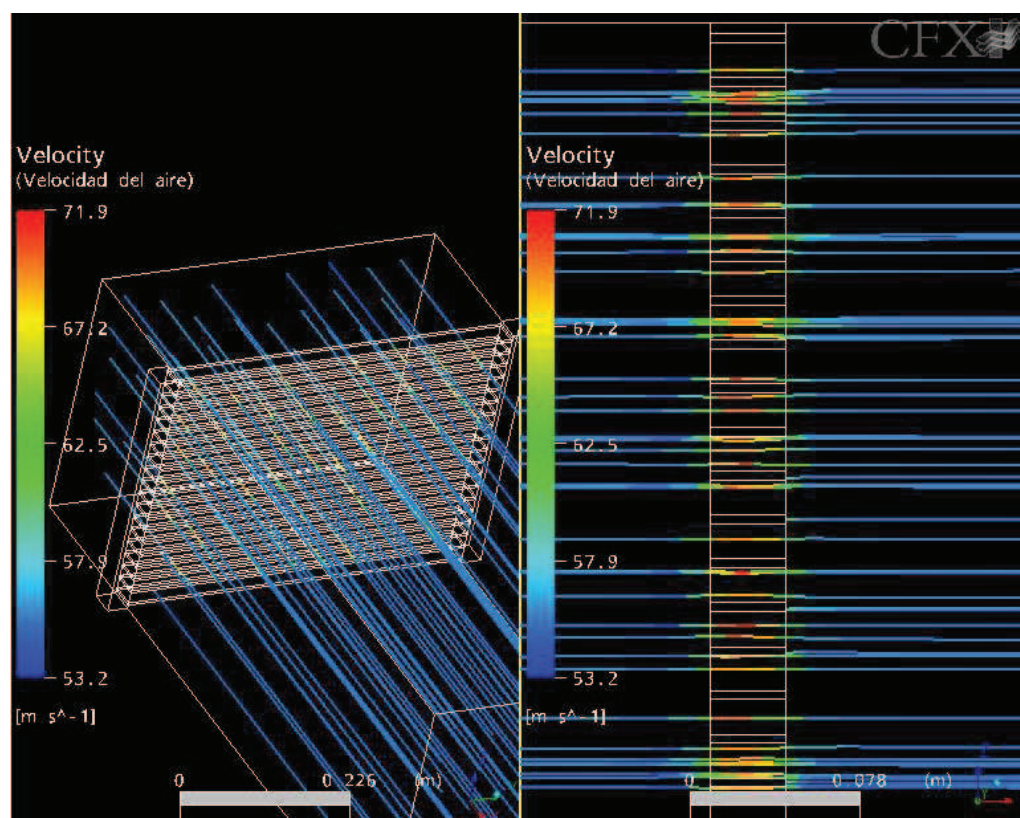


Fig. 101 Velocidad del aire

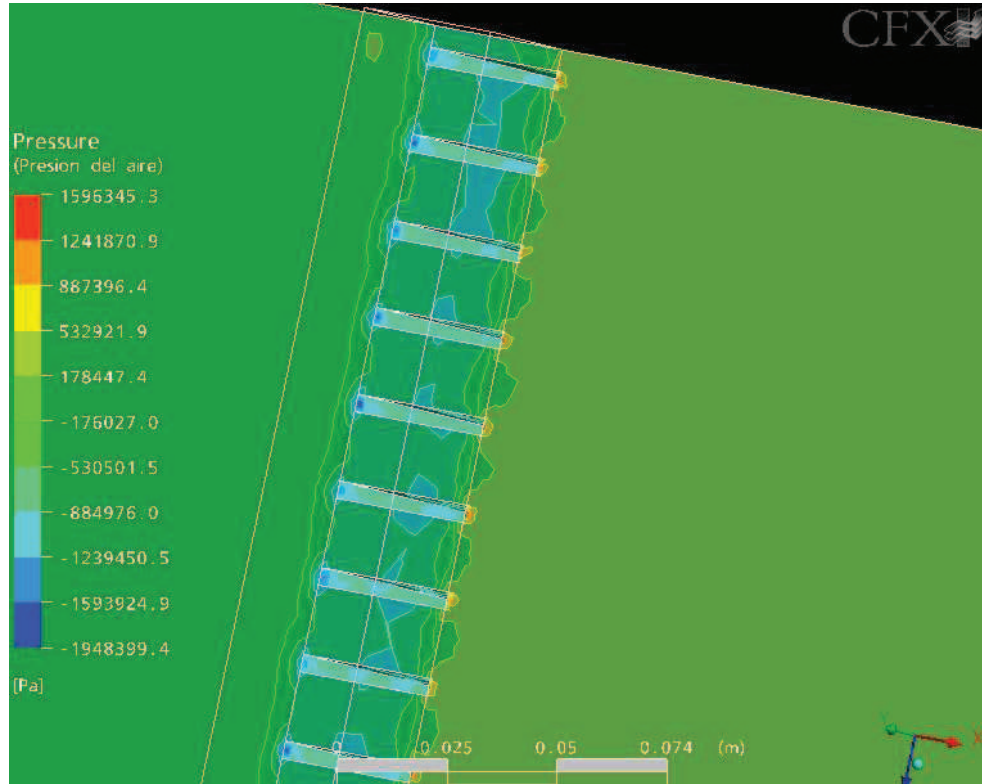


Fig. 102 Presiones del aire

Según las gráficas anteriores:

- $T_e = 95\text{ °C}$
- $T_{rs} = \text{temperatura salida refrigerante} = 88,6\text{ °C}$
- $T_{ae} = 20\text{ °C}$

Ecuación general de transferencia de calor y que se debe cumplir siempre es:

$$\dot{m}_r \cdot C_r \Delta T_{ref} = \dot{m}_{air} \cdot C_{air} \cdot \Delta T_{air}$$

$$2,38 \times 3271 \times (6,4) = 10,16 \times 1006,7 \times \Delta T_{air}$$

$$\Delta T_{air} = 4,87\text{ °C}$$

- $T_{as} = 24,87\text{ °C}$

Se meten estos datos en las Tablas Excel y se obtiene lo siguiente:

VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN	200 km/h (T=35°C)	
	SIN ALETAS	CON ALETAS
CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE (W)	38990	38990
FLUJO MÁSICO DE AIRE (kg/s)	10,16	9,97
FLUJO MÁSICO DE REFRIGERANTE (kg/s)	2,38	2,38
CAUDAL QUE DEBE DAR LA BOMBA (m ³ /s)	0,00232	0,00232
TIPO DE FLUJO DEL AIRE	TURBULENTO	TURBULENTO
COEFICIENTE DE PELICULA AIRE (W/m ² °C)	192,92	283,48
VELOCIDAD DEL REF EN LOS TUBOS (m/s)	1,07	1,07
TIPO DE FLUJO EN LOS TUBOS	TURBULENTO	TURBULENTO
COEFICIENTE DE PELICULA TUBOS (W/m ² °C)	21443,54	4604,92
ÁREA DE CONTACTO FLUIDO CALIENTE (m ²)	0,86	0,86
AREA DE CONTACTO FLUIDO FRIO (m ²)	0,73	4,90
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMI (W/m ² °C)	162	1193
EFFECTIVIDAD	5,00%	48,00%
CAIDA DE PRESION DEL AIRE (Pa)	67,51	748,18
ENERGIA TERMICA DISIPADA (W)	8125	70261

Tabla 24 Valores obtenidos para la Simulación III

2.10.4.1 Conclusiones a la Simulación III

Parecidas a las dos simulaciones anteriores con diferencias acentuadas en el cambio brusco de tipo de flujos, en el aire es turbulento incluyendo aletas, el flujo de refrigerante también es turbulento, lo que provoca un aumento desmesurado del coeficiente global de transmisión de calor.

La diferencia de presión del aire coincide con los resultados de la Fig. 101, la diferencia de temperaturas del refrigerante llega a 6,4 °C, y del aire a 4,87, las velocidad de aire y refrigerante son prácticamente iguales a las obtenidas en las tablas (cálculos a mano).

Por otra parte la energía térmica disipada con aletas es muy superior a la generada por el motor y la efectividad bastante alta (48%)

- ¡IMPORTANTE! Por las razones expuestas, se concluye que el radiador propuesto en el punto 2.5 es VÁLIDO para el caso de la Simulación III.
- La solución a los problemas de flujo turbulento está, en que el vehículo ejemplo que se cogió para este análisis (Ford Fiesta), rara vez llegará a 200 km/h, según las leyes de tráfico no se debe superar en autopista a más de 120 km/h.

2.11 COMPROBACIÓN Y VALIDEZ DEL RADIADOR PARA EL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1 CON ANSYS CFX

Los pasos a seguir serán los mismos que en el caso del vehículo utilitario, y las consideraciones sobre la ausencia de aletas será la misma.

Valores a tener en cuenta para el caso del radiador sin aletas (tomados a una velocidad de circulación de 75km/h):

- Diámetro hidráulico para el aire = $(2(0,636 \cdot 0,016)/(0,636 + 0,016)) = 0,031 \text{ m}$
- Número de Reynolds = $(20,83 \cdot 0,0312)/0,00001696 = 38319$
- Número de Nusselt (Flujo turbulento) = 93,12
- Coeficiente de película = $(93,12 \cdot 27 \cdot 10^{-3})/0,0312 = 80,58 \text{ W/m}^2\text{°C}$

El coeficiente de película se necesitará para ANSYS CFX.

La presión del líquido refrigerante en todo el circuito de refrigeración es de 1,52 bares, dato que se ha cogido de la bibliografía.

Ahora se calcularán de igual manera que en el vehículo utilitario los parámetros necesarios para poder obtener los resultados para el radiador sin aletas.

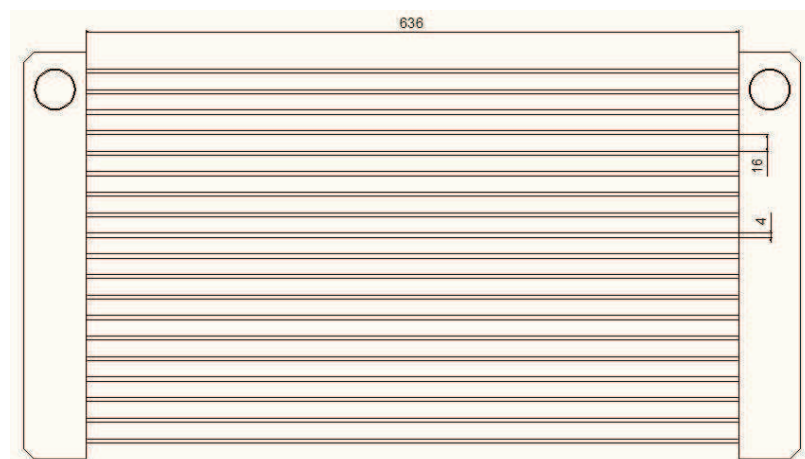


Fig. 103 Radiador del monoplaza de fórmula 1 sin aletas

- Área de contacto con el fluido caliente = $0,951 \text{ m}^2$
- Área de contacto con el fluido frío = $0,9212 \text{ m}^2$
- Coeficiente global de transferencia de calor = $67 \text{ W/m}^2\text{°C}$
- Energía térmica disipada sin aletas = 3660 W

No hace falta hacer ningún cálculo para la ganancia de las aletas, porque ya se demostró con anterioridad.

2.11.1 SIMULACIÓN I

En este primer caso se ha simulado la situación de mínima velocidad (en las curvas) y máxima temperatura del aire.

Pues bien los parámetros iniciales para esta primera simulación son los siguientes:

- Velocidad de circulación = 75 km/h ($v_{\text{air}} = 20,8 \text{ m/s}$)
- Flujo másico de refrigerante = $2,68/2 = 1,42 \text{ kg/s}$ (Tabla 9)
- $T_{\text{ae}} = 40^\circ\text{C}$
- $T_{\text{e}} = 110^\circ\text{C}$
- Coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador, $h_{\text{air}} = 80,58 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} ^\circ\text{C}$
- $C_{\text{específico refrigerante}} = 3420 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
- Densidad refrigerante = 1008 kg/m^3
- Presión de entrada del líquido refrigerante = 1,52 bar (tomado de datos del ejemplo de monoplaza de fórmula 1 en el Documento 1. Memoria)

Las gráficas obtenidas en esta simulación son las siguientes:

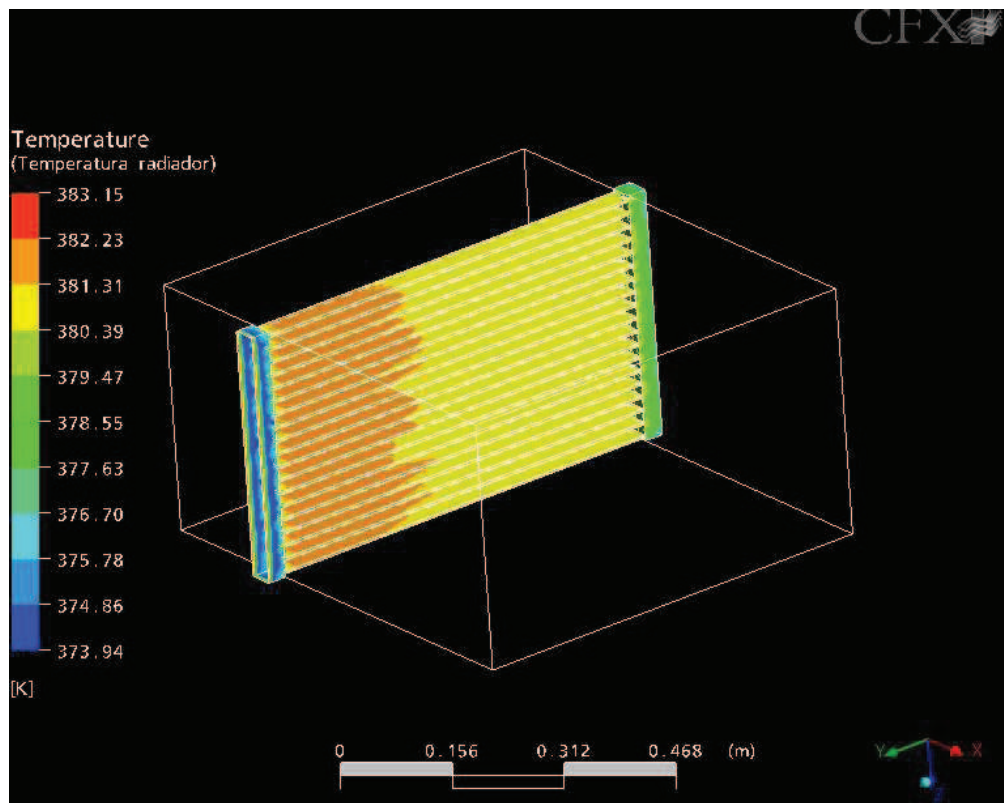


Fig. 104 Temperaturas del refrigerante

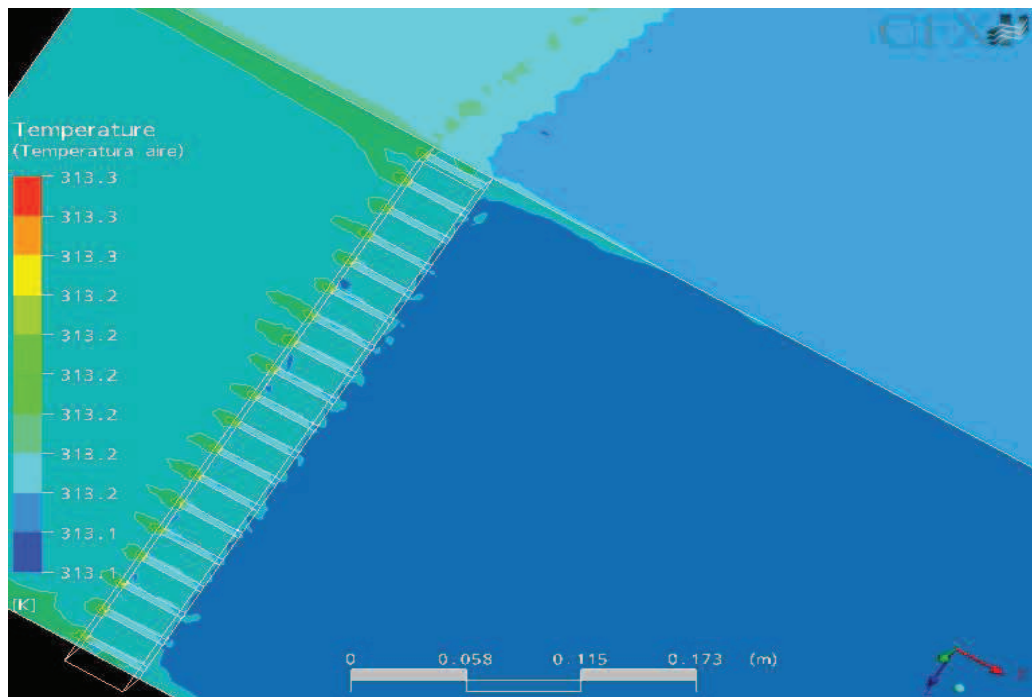


Fig. 105 Temperaturas del aire

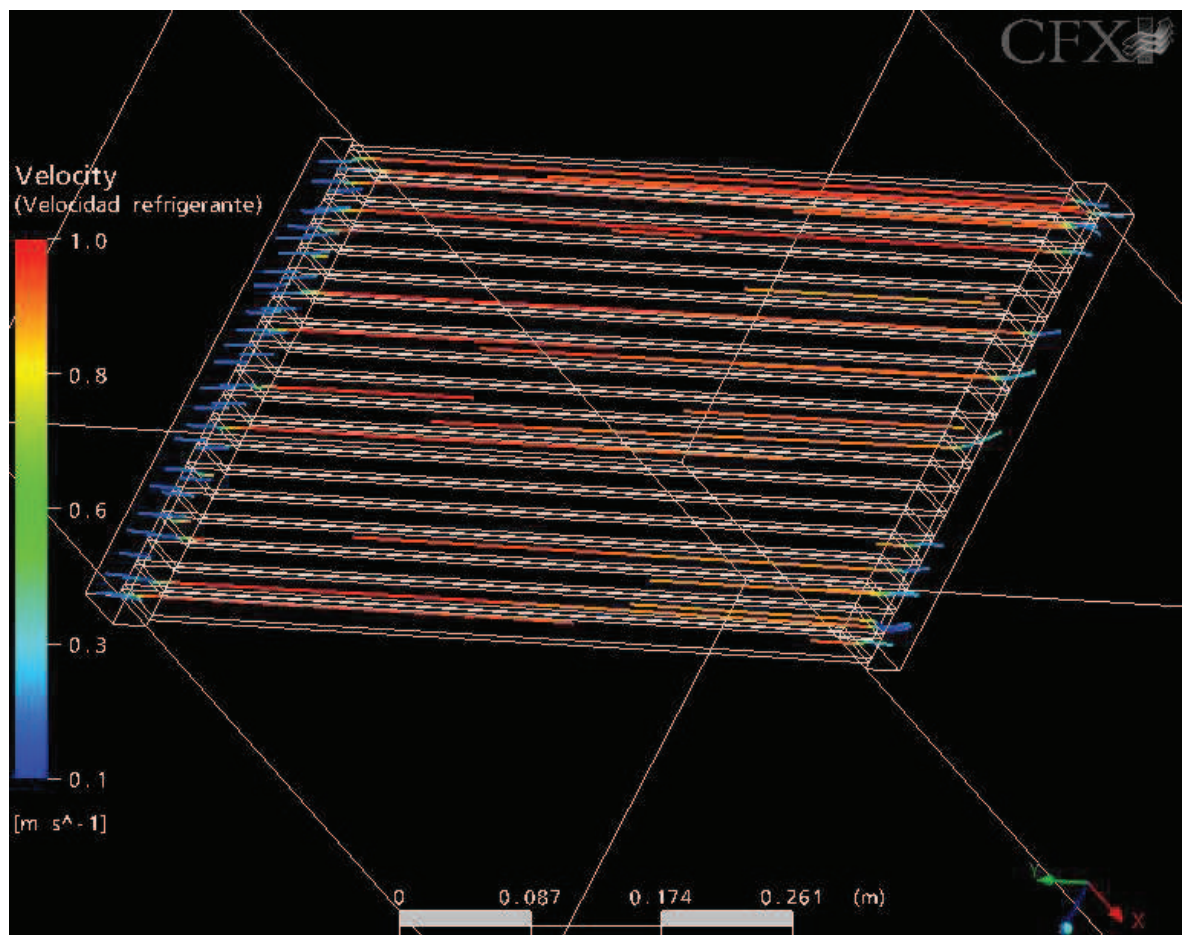


Fig. 106 Velocidad del refrigerante

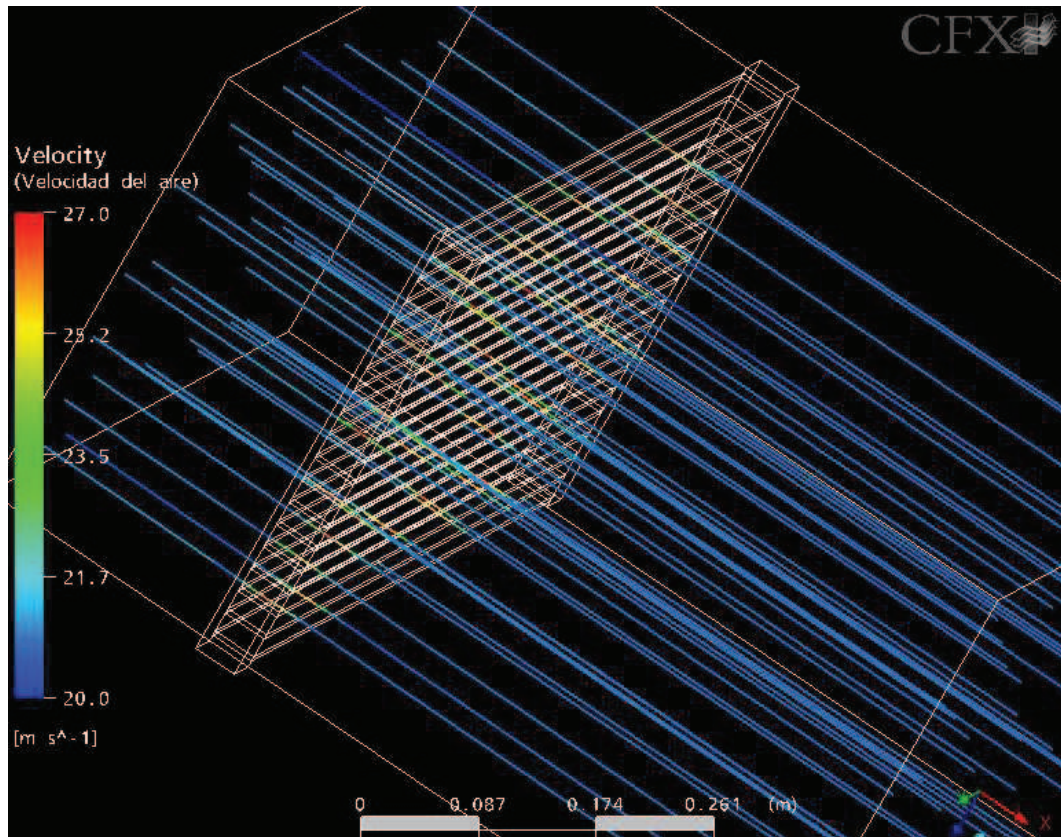


Fig. 107 Velocidad del aire

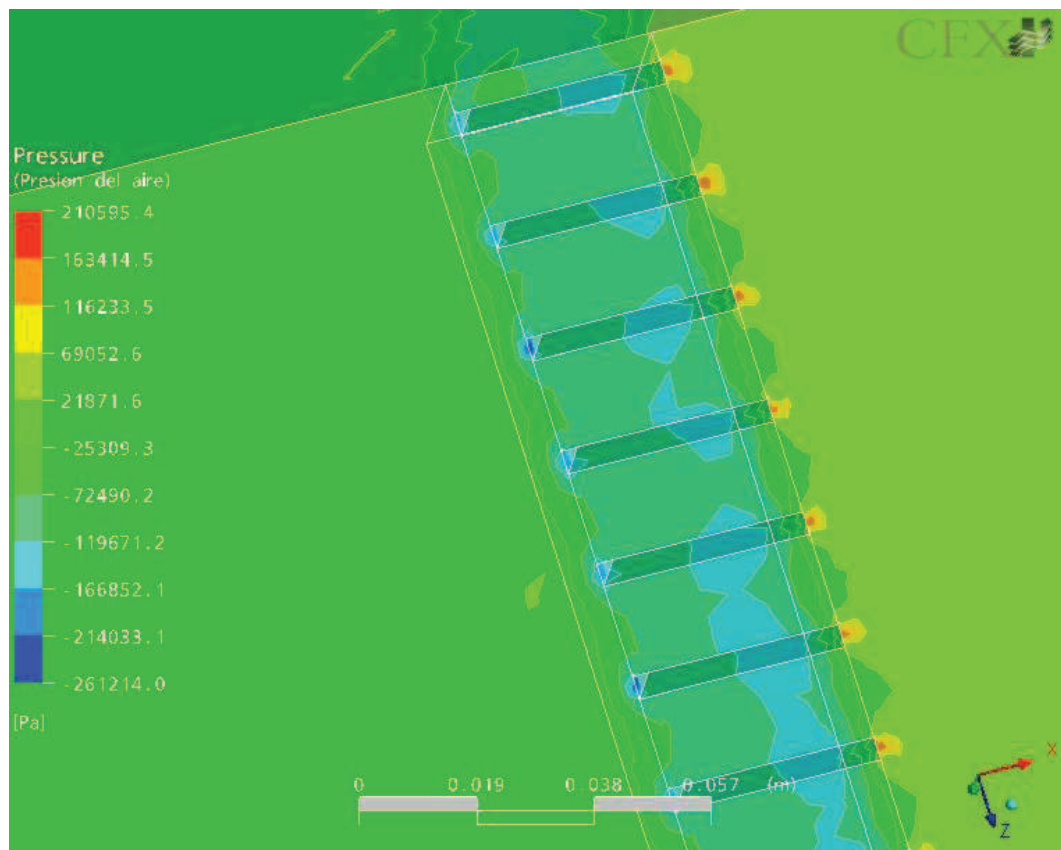


Fig. 108 Presiones del aire

Con los datos de temperaturas máximas y mínimas de refrigerante y aire, se va a las tablas y se obtiene los siguientes resultados.

VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN MONOPLAZA FÓRMULA 1	75 km/h (T = 40°C)	
	SIN ALETAS	CON ALETAS
CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE (W)	183155	183155
FLUJO MÁSSICO DE AIRE (kg/s)	4,78	4,78
FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE (kg/s)	1,42	1,42
CAUDAL QUE DEBE DAR LA BOMBA (m ³ /s)	0,00141	0,00141
TIPO DE FLUJO DEL AIRE	TURBULENTO	LAMINAR
COEFICIENTE DE PELICULA AIRE (W/m ² °C)	80,58	18,50
VELOCIDAD DEL REF EN LOS TUBOS (m/s)	0,65	0,65
TIPO DE FLUJO EN LOS TUBOS	LAMINAR	LAMINAR
COEFICIENTE DE PELICULA TUBOS (W/m ² °C)	487,70	487,70
ÁREA DE CONTACTO FLUIDO CALIENTE (m ²)	0,95	0,95
AREA DE CONTACTO FLUIDO FRIO (m ²)	0,92	6,18
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMI (W/m ² °C)	67	96
EFFECTIVIDAD	3,00%	19,00%
CAIDA DE PRESION DEL AIRE (Pa)	5,38	45,48
ENERGIA TERMICA DISIPADA (W)	3660	35226

Tabla 25 Tabla de resultados obtenidos con la Simulación I

2.11.1.1 Conclusiones a la Simulación I

Las importantes son:

- Con las aletas se pasa a flujo laminar del aire
- La efectividad del radiador es pequeña, siendo mucho menor que sin aletas
- El coeficiente global de transmisión de calor es mayor en el caso de aletas
- La caída de presión del aire es mayor en el caso con aletas
- La energía térmica disipada con aletas es mucho menor que el calor generado
- ¡IMPORTANTE! Como la cantidad de calor generada es mayor que la cantidad de energía disipada, se considera que el radiador NO ES VÁLIDO para el caso de una velocidad de circulación de 75 km/h

2.11.3 SIMULACIÓN II

En este caso se hará una simulación de un caso muy común en un circuito de fórmula 1, el cual es velocidad media de 200 km/h y temperatura del aire de 30°C.

Los parámetros que se utilizarán para la simulación son los siguientes:

- Velocidad de circulación = 200 km/h
- $T_{ae} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $T_e = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Presión de entrada = 1,52 bar
- Flujo másico de aire = 13,165 kg/s
- Flujo másico de refrigerante = 2,795 kg/s (Tabla 19)
- Coeficiente de película entre el panel del radiador y el aire = $159,8\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Calor específicos mirar los anexos.

Las gráficas obtenidas en esta simulación son las siguientes:

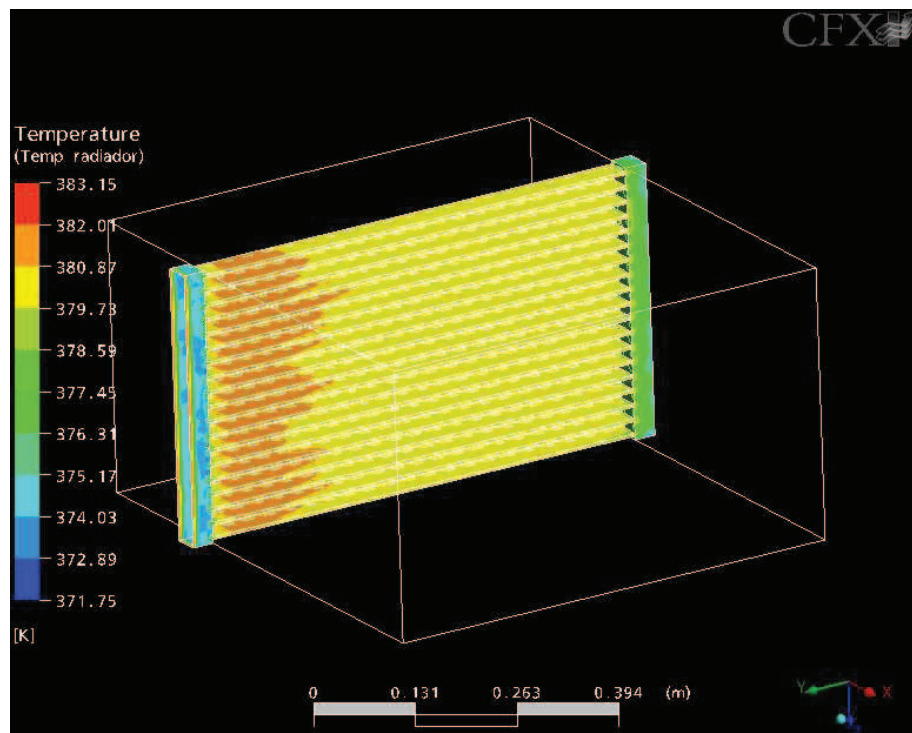


Fig. 109 Temperatura radiador Simulación II

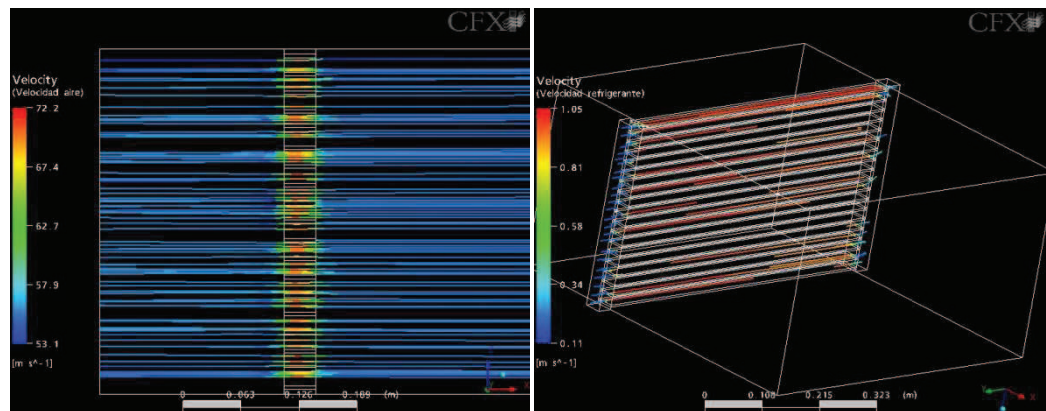


Fig. 110 Velocidades del refrigerante y el aire para la Simulación II

No se han incluido más imágenes, porque lo que más interesa para los cálculos son las temperaturas del radiador y velocidades de los fluidos.

Pues bien, la tabla con los resultados finales es la siguiente:

VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN MONOPLAZA FÓRMULA 1	200 km/h (T = 30°C)	
	SIN ALETAS	CON ALETAS
CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE (W)	382203	382203
FLUJO MÁSSICO DE AIRE (kg/s)	12,75	12,55
FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE (kg/s)	2,80	2,80
CAUDAL QUE DEBE DAR LA BOMBA (m ³ /s)	0,00277	0,00277
TIPO DE FLUJO DEL AIRE	TURBULENTO	TURBULENTO
COEFICIENTE DE PELÍCULA AIRE (W/m ² °C)	176,71	259,82
VELOCIDAD DEL REF EN LOS TUBOS (m/s)	1,28	1,28
TIPO DE FLUJO EN LOS TUBOS	TURBULENTO	TURBULENTO
COEFICIENTE DE PELÍCULA TUBOS (W/m ² °C)	1555,22	3992,95
ÁREA DE CONTACTO FLUIDO CALIENTE (m ²)	0,86	0,86
AREA DE CONTACTO FLUIDO FRIO (m ²)	0,92	6,18
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMI (W/m ² °C)	168	1269
EFFECTIVIDAD	2,00%	55,00%
CAIDA DE PRESION DEL AIRE (Pa)	475,79	770,36
ENERGIA TERMICA DISIPADA (W)	10700	541197

Tabla 26 Resultados finales para la Simulación II

De la tabla de resultados finales para esta simulación, se puede concluir que el radiador es válido para este caso, puesto que se disipa una cantidad de calor mayor que el calor generado.

Aunque cabe destacar la relevancia del flujo turbulento para este caso, presente en ambos fluidos, habrá que buscar una manera de solucionarlo.

2.11.4 SIMULACIÓN III

Caso en el que la velocidad de circulación es demasiado extrema y con una temperatura del aire de 30 °C.

Parámetros introducidos en ANSYS CFX.

- Velocidad de circulación = 350 km/h
- Temperatura del aire = 30°C
- Temperatura de entrada del refrigerante = 110°C
- Presión de entrada radiador = 1,52 bar
- Flujo másico de aire sin aletas = 23,04 kg/s
- Flujo másico de refrigerante = 4,25 kg/s
- Coeficiente de película entre el aire y el panel del radiador = 249,8 W/m²°C
- Calor específico mirar los anexos

Las gráficas obtenidas son las siguientes:

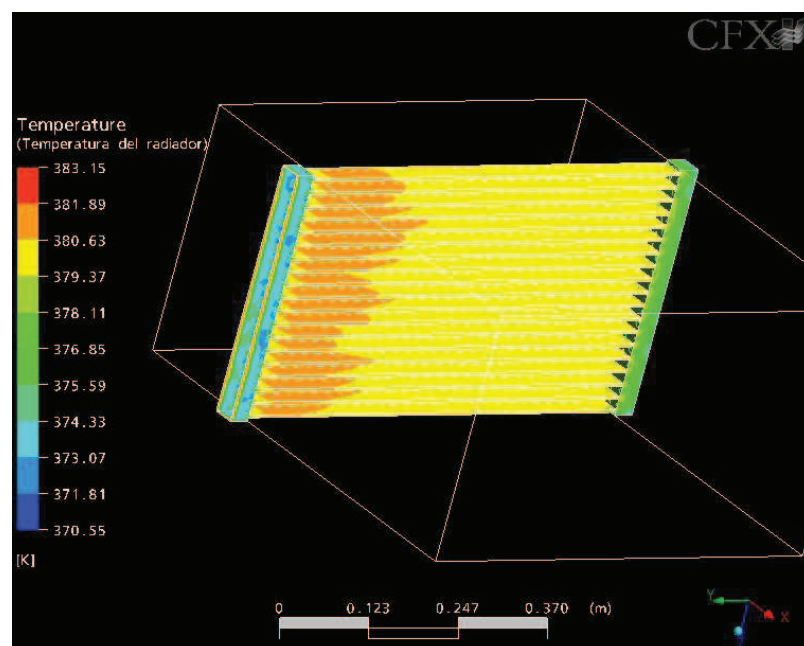


Fig. 111 Temperaturas del radiador para la Simulación III

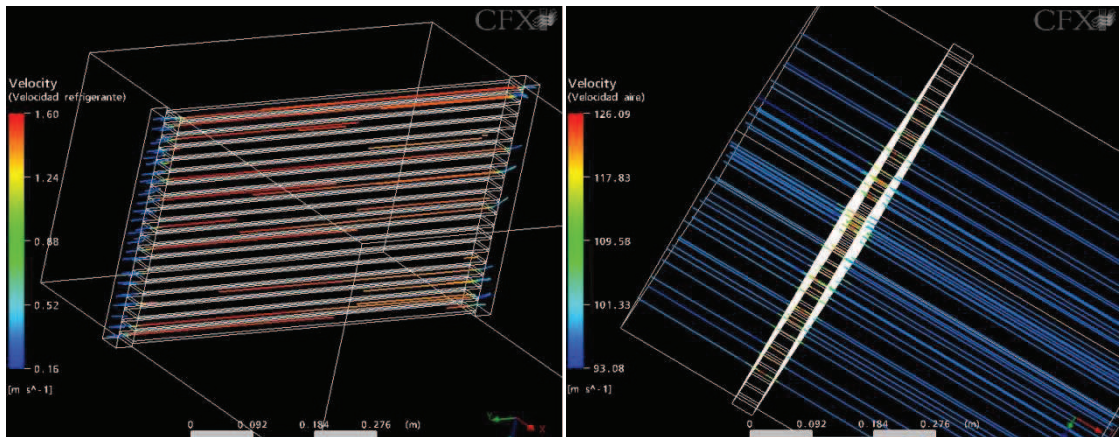


Fig. 112 Velocidades de los fluidos para la Simulación III

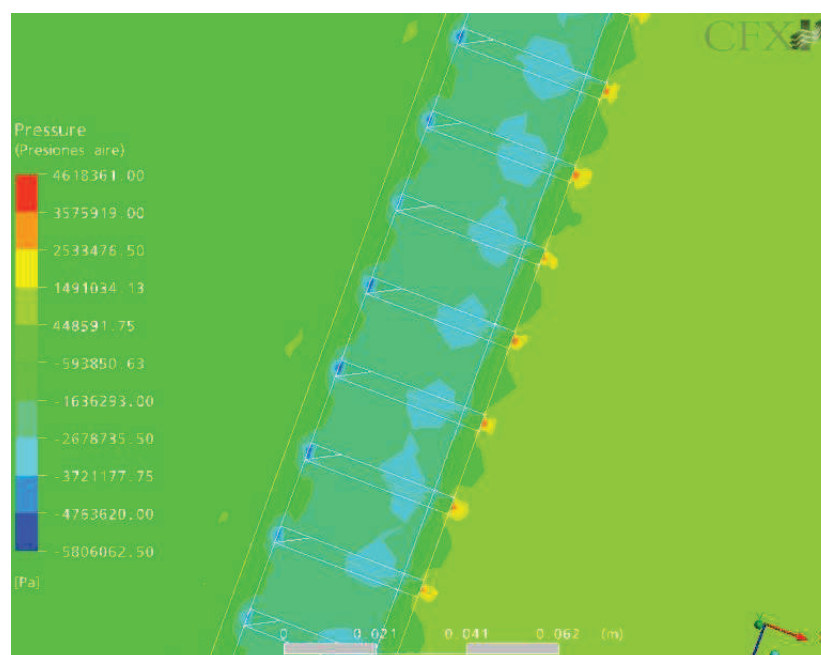


Fig. 113 Presiones del aire para la Simulación III

En la siguiente tabla se ve los resultados finales, metiendo los datos obtenidos en esta simulación y calculando los parámetros con las ecuaciones vistas con anterioridad.

VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN MONOPLAZA FÓRMULA 1	350 km/h (T = 30°C)	
	SIN ALETAS	CON ALETAS
CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE (W)	581531	581531
FLUJO MÁSICO DE AIRE (kg/s)	22,31	21,96
FLUJO MÁSICO DE REFRIGERANTE (kg/s)	4,25	4,25
CAUDAL QUE DEBE DAR LA BOMBA (m ³ /s)	0,00422	0,00422
TIPO DE FLUJO DEL AIRE	TURBULENTO	TURBULENTO
COEFICIENTE DE PELÍCULA AIRE (W/m ² °C)	276,49	406,54
VELOCIDAD DEL REF EN LOS TUBOS (m/s)	1,95	1,95
TIPO DE FLUJO EN LOS TUBOS	TURBULENTO	TURBULENTO
COEFICIENTE DE PELÍCULA TUBOS (W/m ² °C)	2433,45	6247,75
ÁREA DE CONTACTO FLUIDO CALIENTE (m ²)	0,86	0,86
AREA DE CONTACTO FLUIDO FRIO (m ²)	0,92	6,18
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMI (W/m ² °C)	264	1982
EFFECTIVIDAD	1,00%	50,00%
CAIDA DE PRESION DEL AIRE (Pa)	184,94	2051,21
ENERGIA TERMICA DISIPADA (W)	16612	839019

Tabla 27 Resultados finales para la Simulación III

Al igual que en el caso anterior, se produce un flujo turbulento en ambos fluidos, y se disipa muy bien el calor generado, incluso disiparía demasiado calor a esa velocidad. Por su parte la efectividad alcanza un 50%, es bastante grande, se entiende por la cantidad de calor que disipa. Por estas razones, se considerará VÁLIDO el radiador propuesto para esta situación.

2.12 SIMULACIÓN PONTÓN

En la memoria viene descrito lo que es el pontón, esto es una breve simulación en ANSYS CFX del mismo para ver los efectos de reducción de velocidad del aire que produce dentro de él y la posterior aceleración que le da al mismo, para ser expulsado.

A continuación se presenta la geometría del pontón hecha con CATIA y los resultados de la simulación.

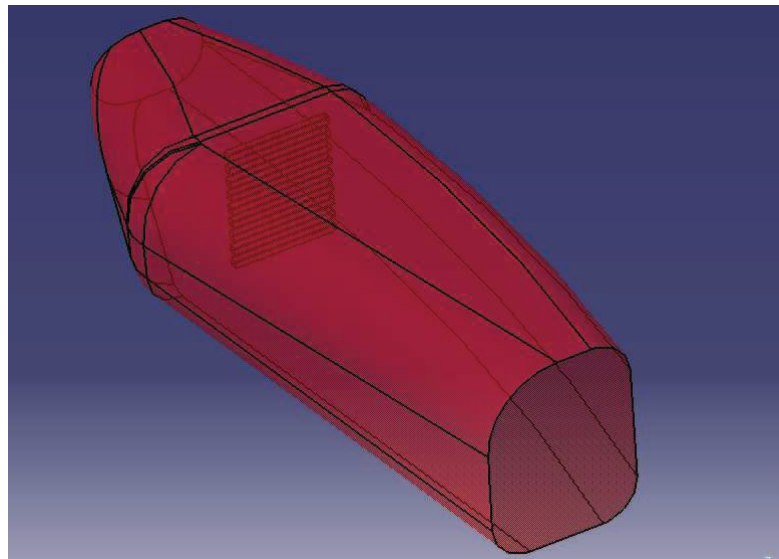


Fig. 114 Geometría de un pontón de fórmula 1. Ejemplo

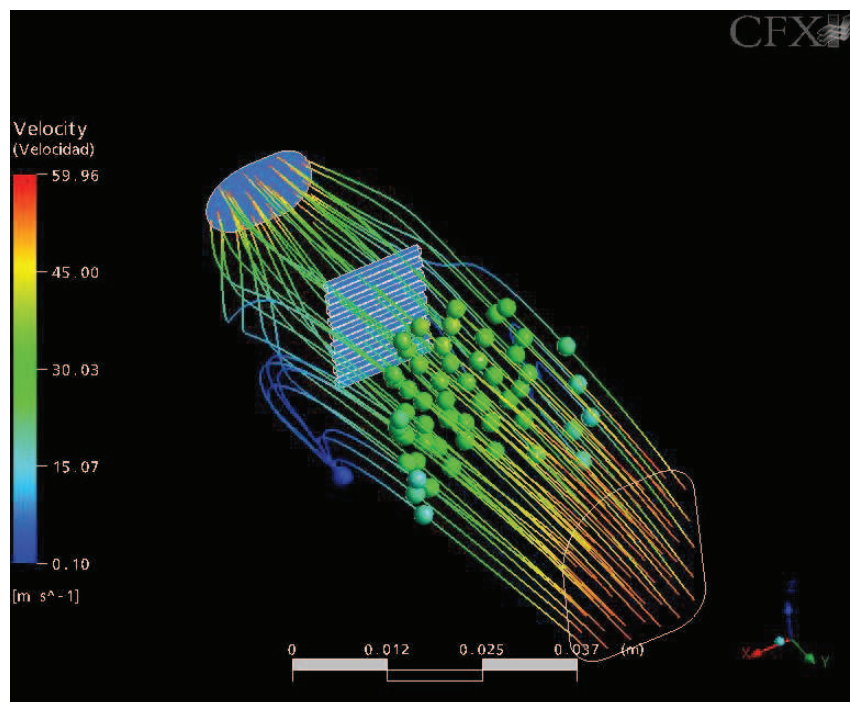


Fig. 115 Velocidades dentro del pontón

Cabe resaltar que no se trata de un pontón real, tiene la forma parecida a uno de ellos, pero es suficiente para ver las variaciones de sección que más o menos tiene y las modificaciones que produce en la velocidad del aire que entra en él.

También se ha representado un objeto sólido en forma de radiador.

Pues bien, la explicación es sencilla, presenta una velocidad de entrada, en este caso de $200\text{km/h} = 55,56\text{ m/s}$, una vez el aire se encuentra en la parte ancha del pontón su velocidad ha disminuido hasta unos 30m/s y a la salida de él se encuentra otra vez a la velocidad inicial e incluso un poco mayor.

De esta manera se ha visto la función del pontón en cuanto a velocidad, por otro lado estaría la función aerodinámica que tiene, para ello habría que realizar un estudio distinto a los objetivos de este proyecto.

2.13 SOLUCIÓN PARA EL PANEL DESPUÉS DE LOS CÁLCULOS Y LAS SIMULACIONES

Una vez haber realizado todos los cálculos anteriores y simulaciones adecuadas, se ha llegado a la determinación final del panel del radiador para cada vehículo.

2.13.1 PANEL DEL VEHÍCULO UTILITARIO

- Dimensiones del panel : $506 \times 396\text{ mm}$
- Temperatura de entrada del líquido refrigerante : 95°C
- Temperatura de salida del líquido refrigerante: $89,86^{\circ}\text{C}$
- Presión dentro de los tubos: $1,40\text{ bar}$

2.13.2 PANEL DEL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

- Dimensiones de cada panel: $636 \times 396\text{ mm}$
- Temperatura de entrada del líquido refrigerante: 110°C
- Temperatura de salida de líquido refrigerante: $98,60^{\circ}\text{C}$
- Presión dentro de los tubos: $1,52\text{ bar}$

Estos datos se tendrán en cuenta para dar a conocer el radiador final.

2.14 CONCLUSIONES A LOS CÁLCULOS

Las conclusiones que se han obtenido después de realizar los cálculos anteriores son:

- El método de Taylor y Toong para calcular la cantidad de calor cedido por el motor al refrigerante ha sido fundamental en el resto de cálculos.
- El estudio del radiador sería más complejo de lo que ha sido en este proyecto si se modificase la geometría de las aletas, la de los tubos, de ahí el que se haya mantenido una altura de panel fija, una sección de tubo fija, una geometría de aletas fija.
- Las tablas mostradas a lo largo de los cálculos están hechas con las ecuaciones mostradas en los apartados del 2 al 8, introduciendo los valores de parámetros necesarios para la obtención de resultados finales.
- Para las variaciones de velocidad, temperatura se han cogido el número de datos necesarios que considere oportunos para llegar a las dimensiones finales del radiador, se podría seleccionar más o menos datos según convenga.
- Las simulaciones han resultado muy interesantes y necesarias porque sin ellas no se podría conocer la temperatura real a la que desciende el líquido refrigerante dentro de los tubos.

La validez o no del radiador para cada caso, está escrita al final de cada simulación, si no hay validez por parte del radiador, se ha escrito la solución adoptada para que tenga validez o las razones por las cuales no la tiene.

Cabe destacar la importancia de los cálculos realizados para la determinación final del diseño, la influencia en la aerodinámica del vehículo, la elección de materiales, la comparativa, etc. Luego se puede concluir de manera definitiva que sin los cálculos no se habría podido llegar a una solución aceptable para el presente proyecto y que la veracidad de los mismos se puede comprobar siguiendo paso a paso los puntos de este documento.

Fecha

El Ingeniero Técnico Industrial

JULIO 2012



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA
VEHÍCULOS AUTOMÓVILES**

DOCUMENTO 3: PLANOS

Diego Armando Rojas Cajas

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio 2012

ÍNDICE

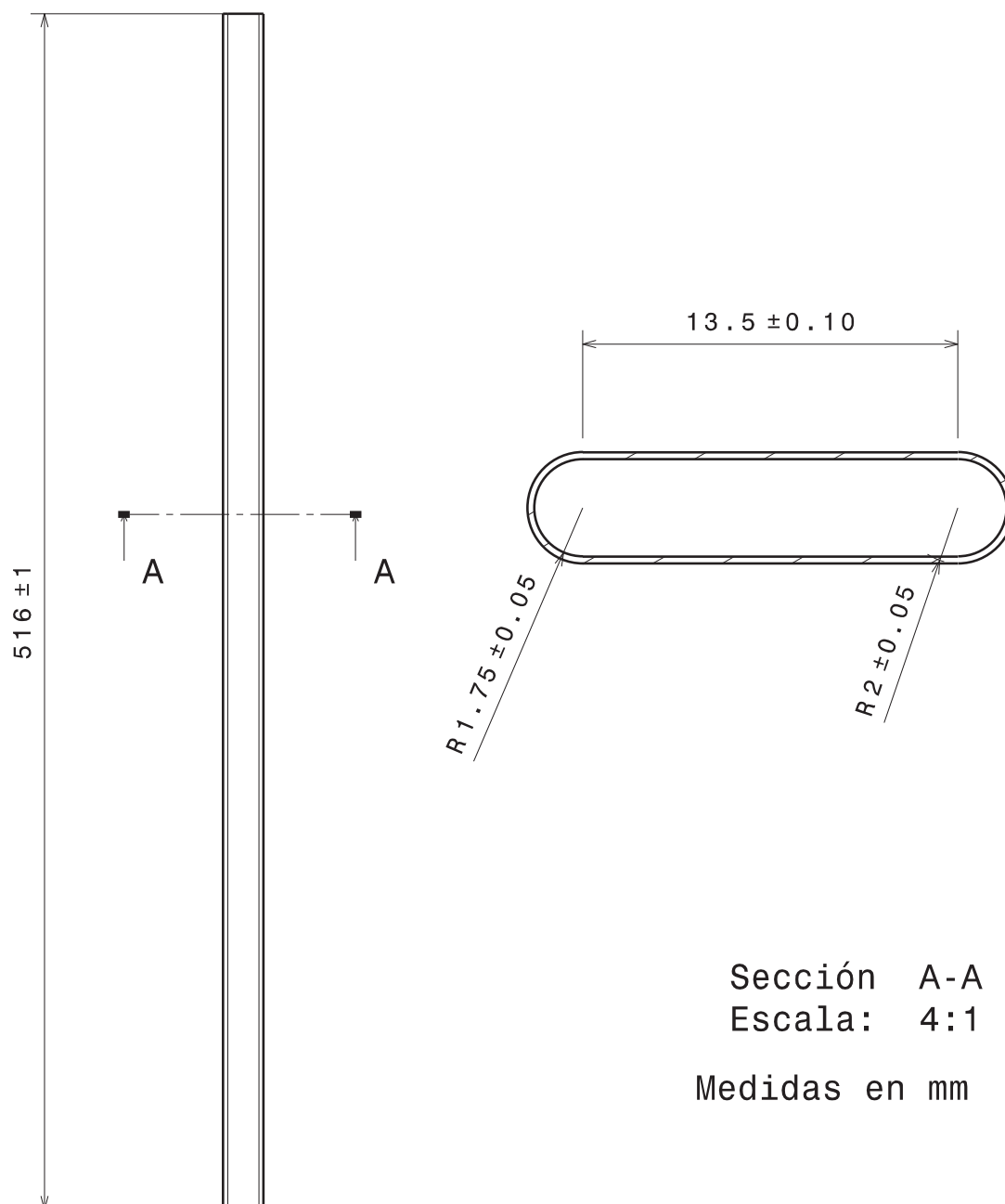
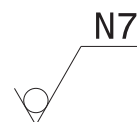
RADIADOR DEL VEHÍCULO UTILITARIO

- 3.1 TUBOS FINOS
- 3.2 ALETAS
- 3.3 CABECERO
- 3.4 TAPÓN CABECERO
- 3.5 TAPA LATERAL
- 3.6 JUNTA TAPA LATERAL
- 3.7 TUBO DE ENTRADA MANGUITO
- 3.8 CONUNTO EXPLOSIONADO
- 3.9 RADIADOR SIMULADO

RADIADOR DEL MONOPLAZA DE FÓRMULA 1

- 3.10 TUBOS FINOS
- 3.11 ALETAS
- 3.12 CABECERO
- 3.13 TAPÓN CABECERO
- 3.14 TAPA LATERAL
- 3.15 JUNTA TAPA LATERAL
- 3.16 TUBO DE ENTRADA MANGUITO
- 3.17 CONJUNTO EXPLOSIONADO
- 3.18 RADIADOR SIMULADO

Escala: 1:3



Sección A-A

Escala: 4:1

Medidas en mm



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:

**DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE
MATERIALES**

PROYECTO:

**COMPARATIVA Y DISEÑO DE
RADIADORES PARA AUTOMÓVILES**

REALIZADO:

ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO

FIRMA:

PLANO:

TUBO FINO

FECHA:

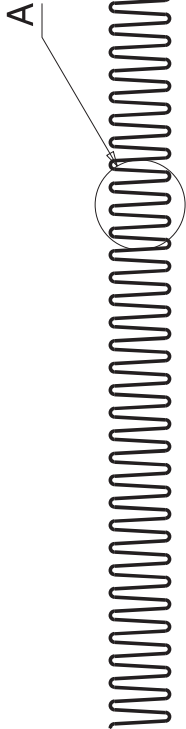
10-07-2012

ESCALA:

VARIAS

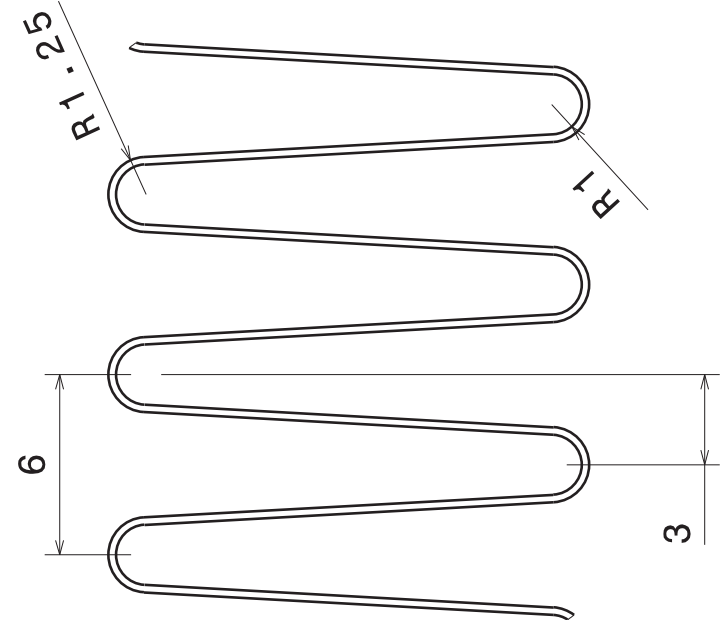
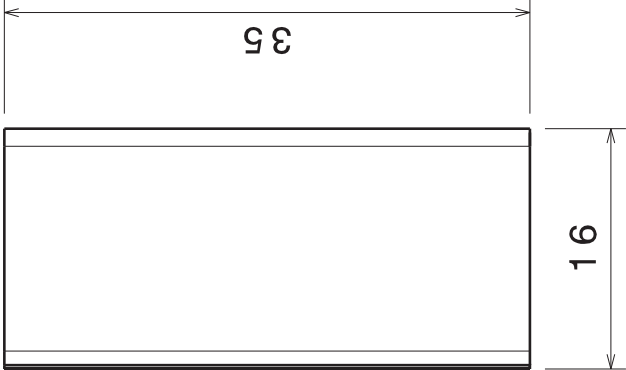
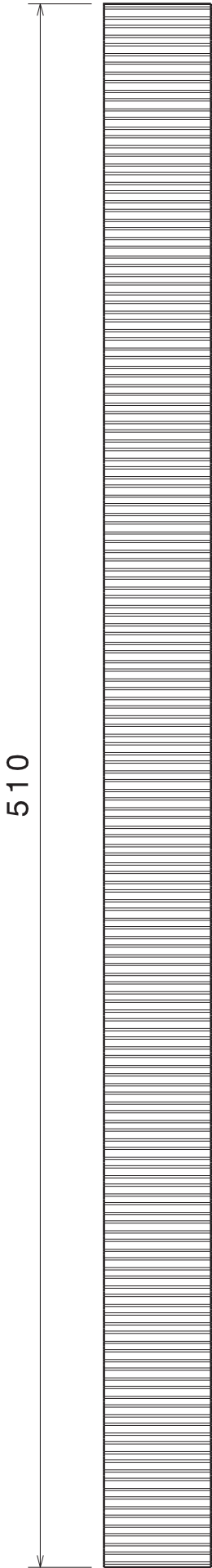
Nº PLANO:

1



N7



Escala: 1:2



Detalle A
Escala: 4:1

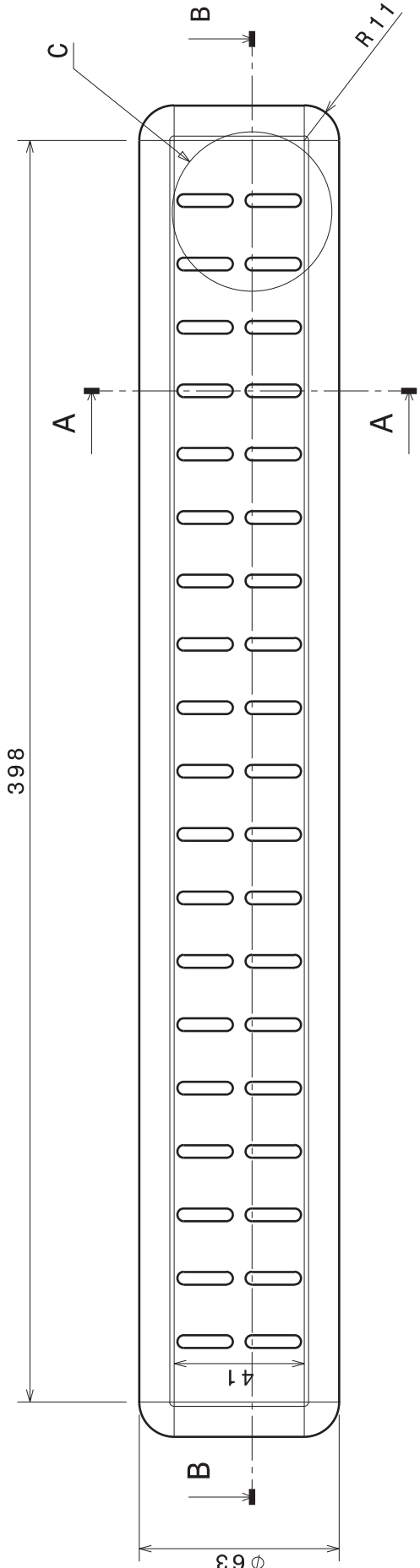
Vista lateral
Escala: 2:1

Medidas en mm

<div><div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div></div>		<div>E.T.S.I.I.T</div> <div>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</div>	<div>DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES</div>	
<div>PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES</div>			<div>REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO</div>	
			<div>FIRMA: </div>	
<div>PLANO: ALETAS</div>			<div>FECHA: 10-07-2012</div>	<div>ESCALA: VARIAS</div>
			<div>Nº PLANO: 2</div>	

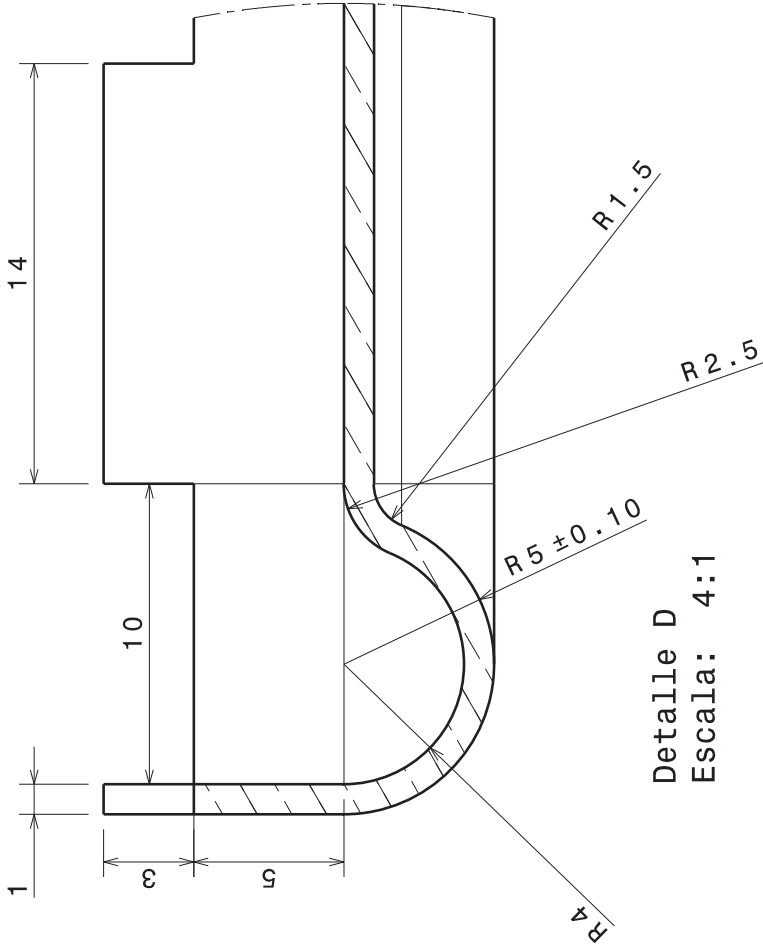
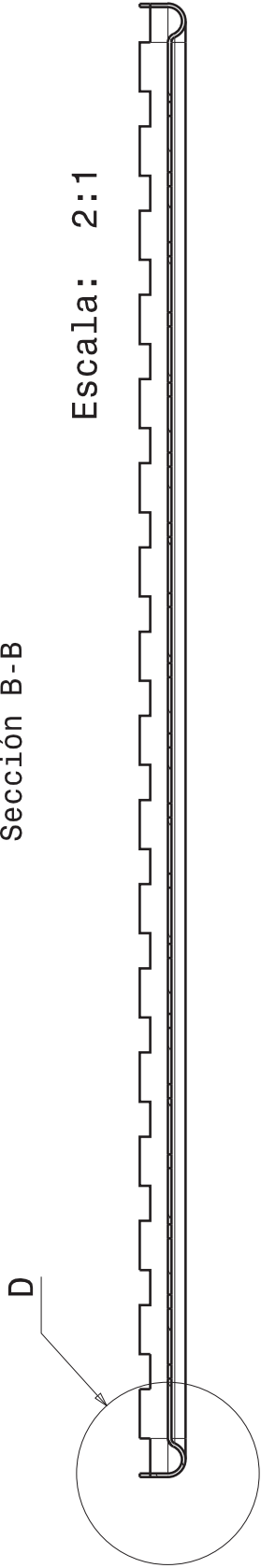
N9

Escala: 2:1

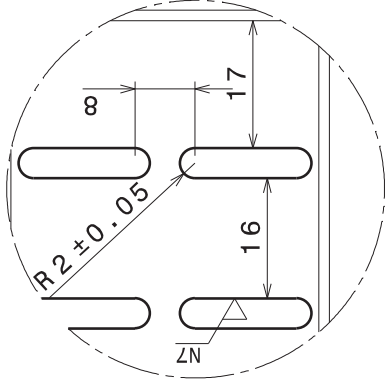


Sección B-B

Escala: 2:1



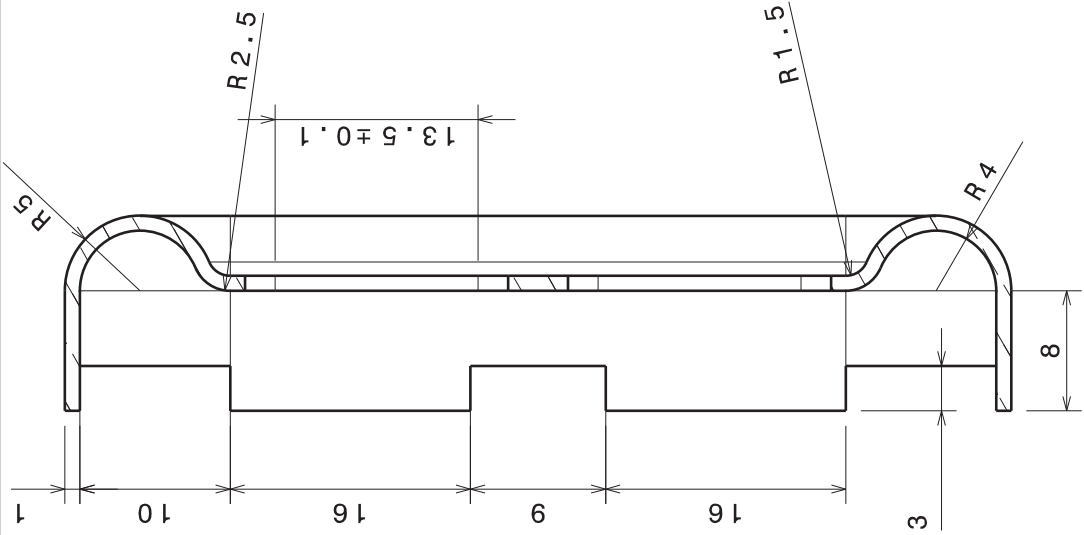
Detalle D
Escala: 4:1





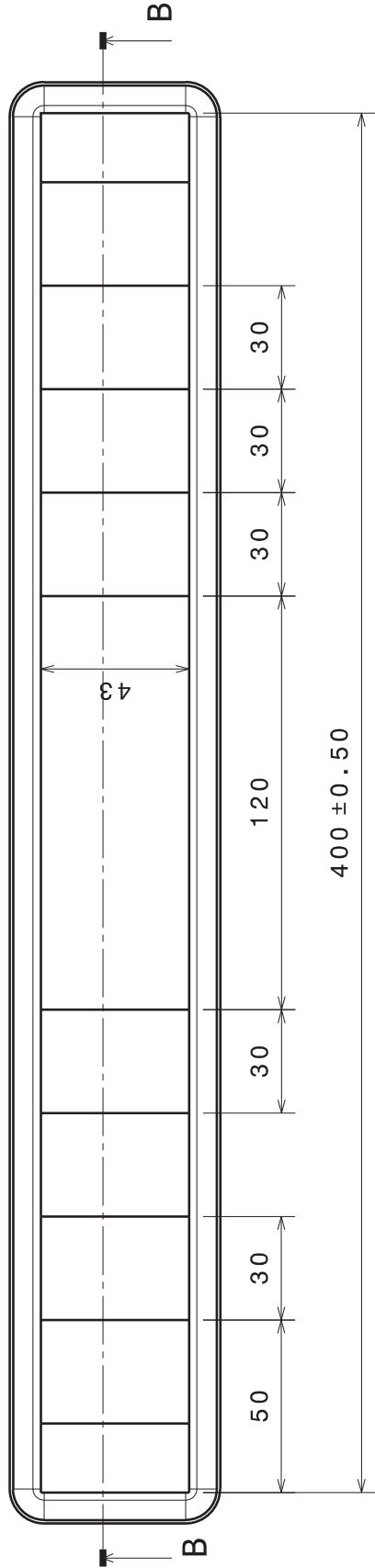
Detalle C
Escala: 1:1

Todas las medidas en mm

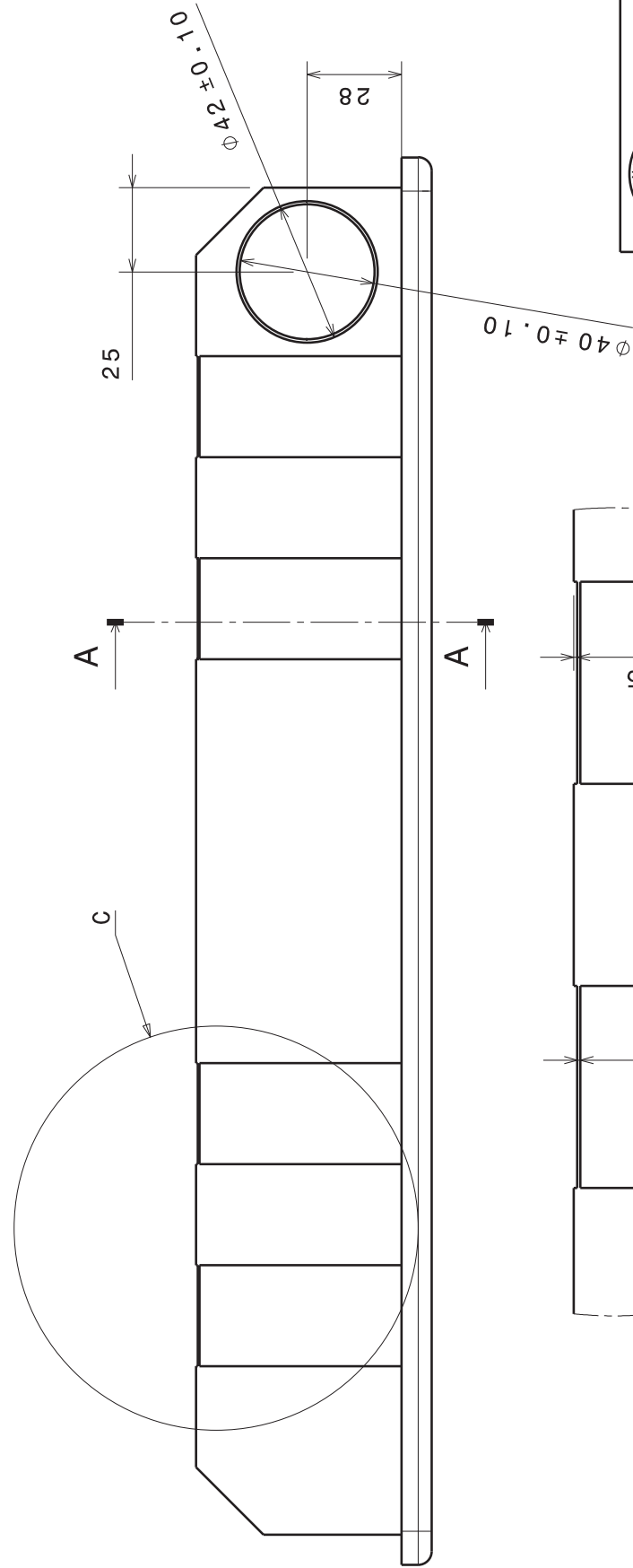
Sección A-A
Escala 3:1



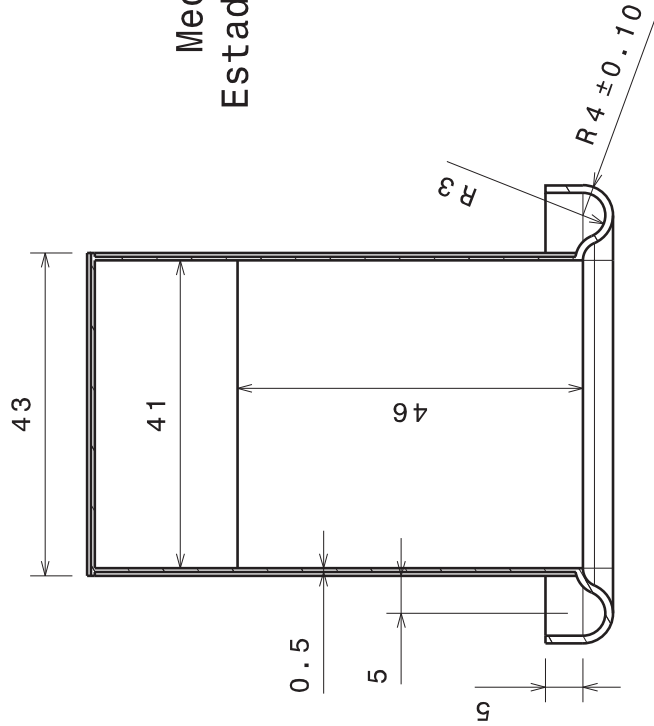
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa		E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO	
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES				FIRMA: 	
PLANNO: CABECERO				FECHA: 10-07-2012	ESCALA: VARIAS
				Nº PLANO: 3	



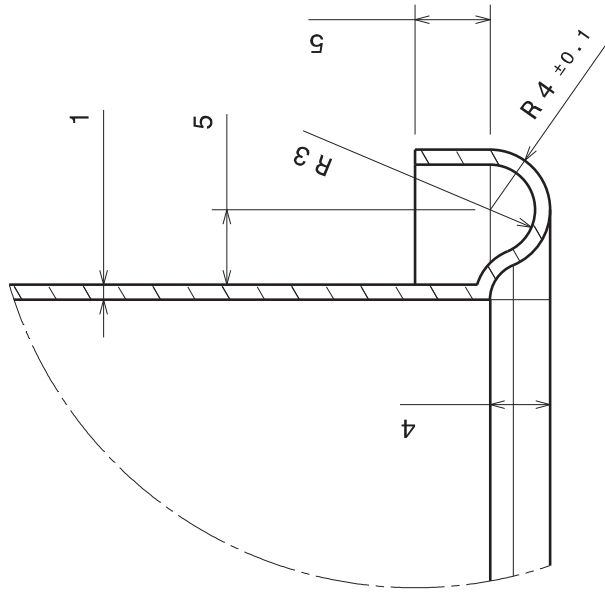
Sección A-A




Detalle C
Escala: 1:1



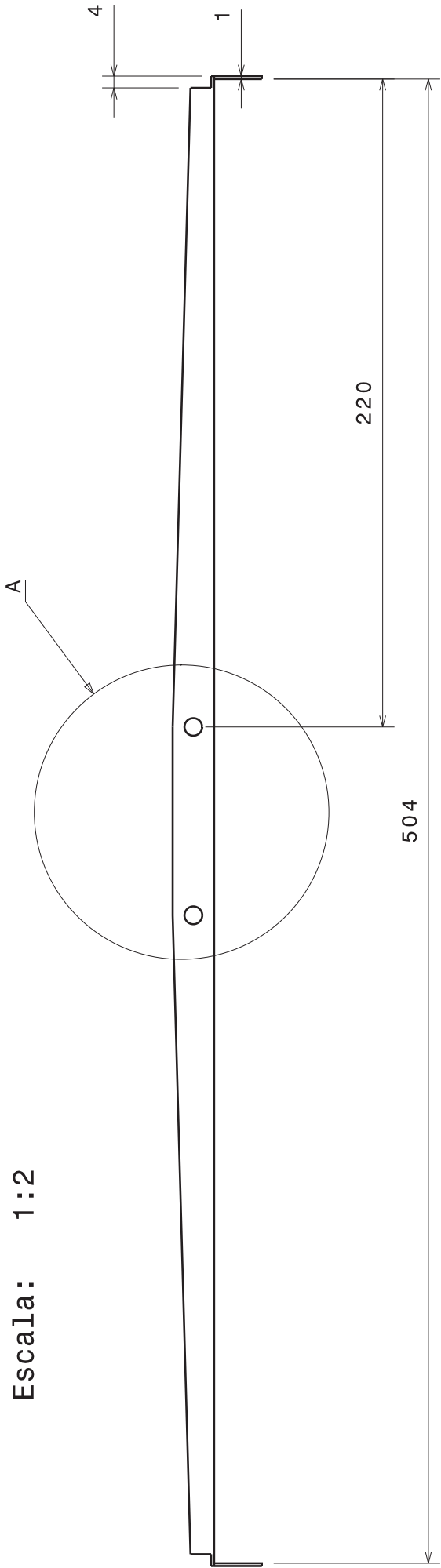
Medidas en mm



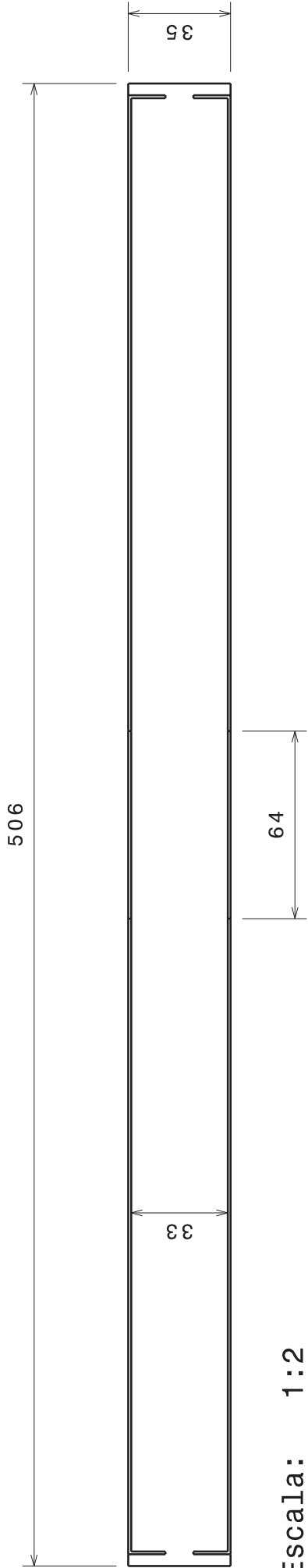
Detalle C
Escala: 1:1

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES			REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO
			FIRMA: 
PLANO: TAPÓN CABECERO			FECHA: 10-07-2012 ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 4

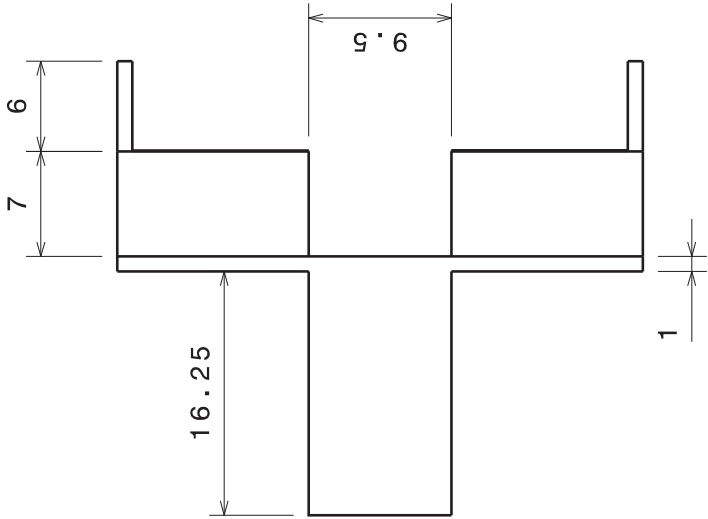
Escala: 1:2



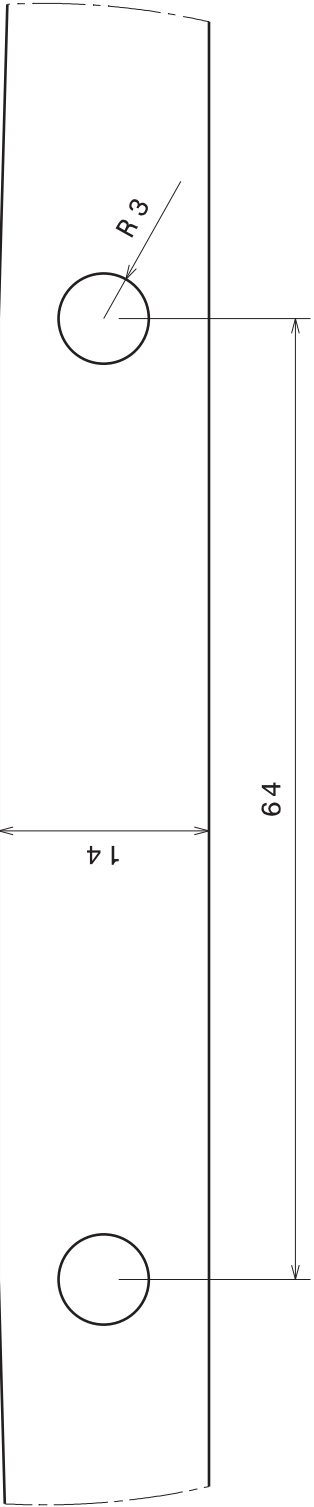
N8



Escala: 1:2





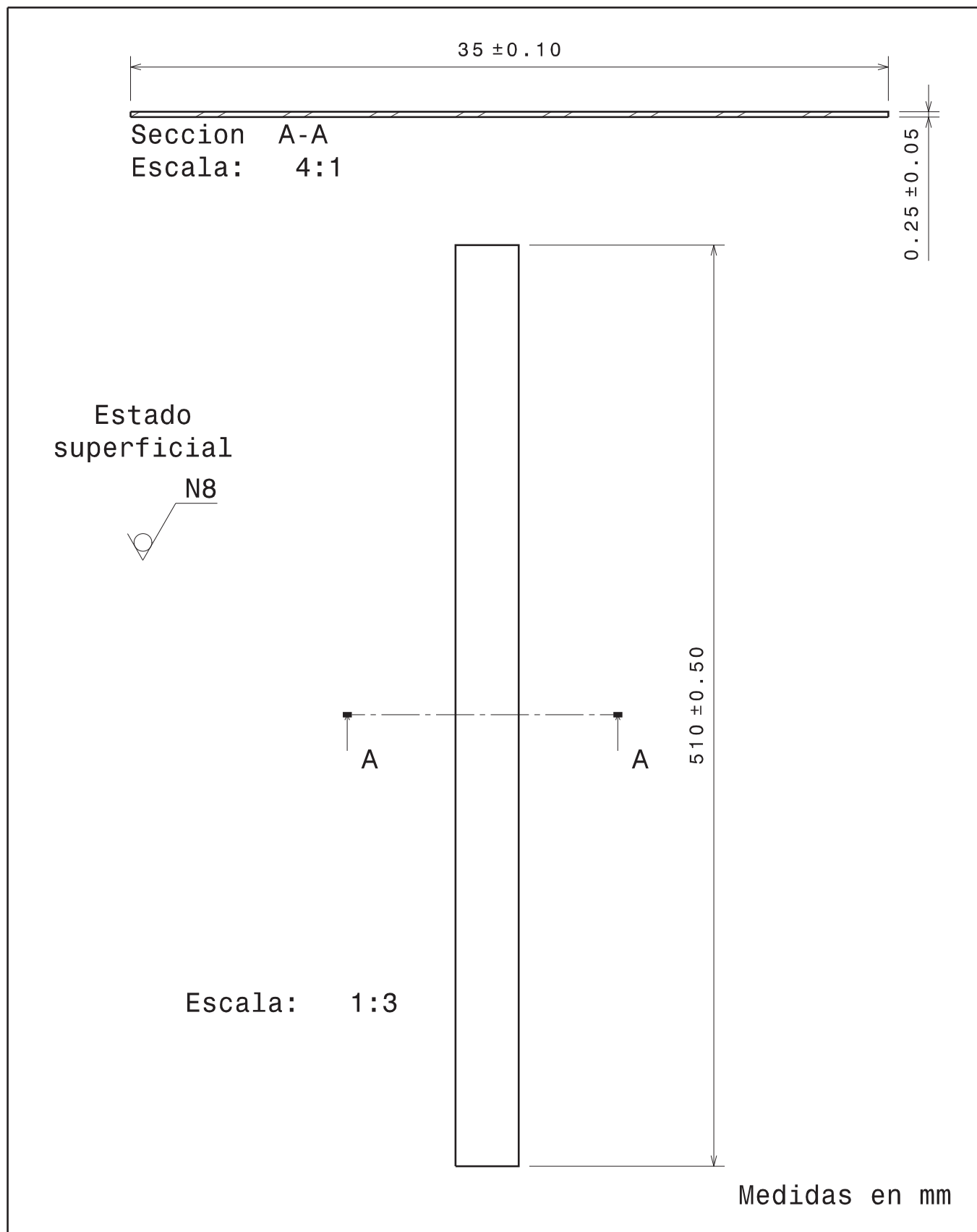
Escala: 2:1



Detalle A

Todas las medidas en mm

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa		E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES			REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO
			FIRMA: 
PLANO: TAPA LATERAL	FECHA: 10-07-2012	ESCALA: VARIAS	Nº PLANO: 5



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:

**DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE
MATERIALES**

PROYECTO:

**COMPARATIVA Y DISEÑO DE
RADIADORES PARA AUTOMÓVILES**

REALIZADO:

ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO

FIRMA:

[Signature]

PLANO:

JUNTA TAPA LATERAL

FECHA:

10-07-2012

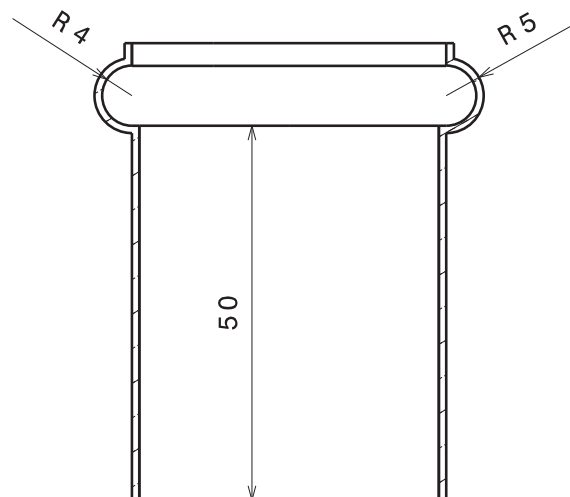
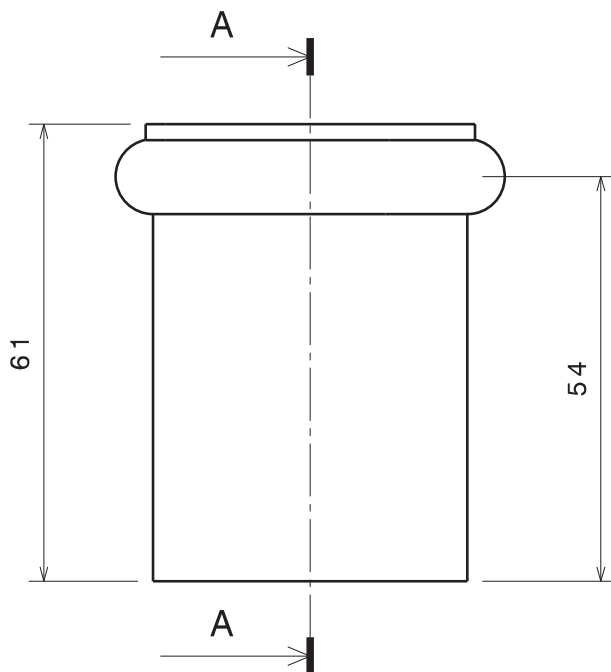
ESCALA:

1:3 , 4:1

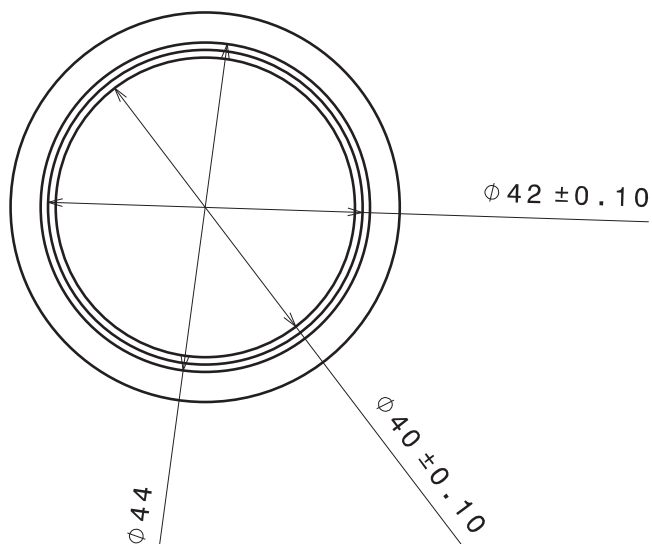
Nº PLANO:

6

N8



Sección A-A



Medidas en mm



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:

**DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE
MATERIALES**

PROYECTO:

**COMPARATIVA Y DISEÑO DE
RADIADORES PARA AUTOMÓVILES**

REALIZADO:

ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO

FIRMA:

PLANO:

ENTRADA MANGUITO

FECHA:

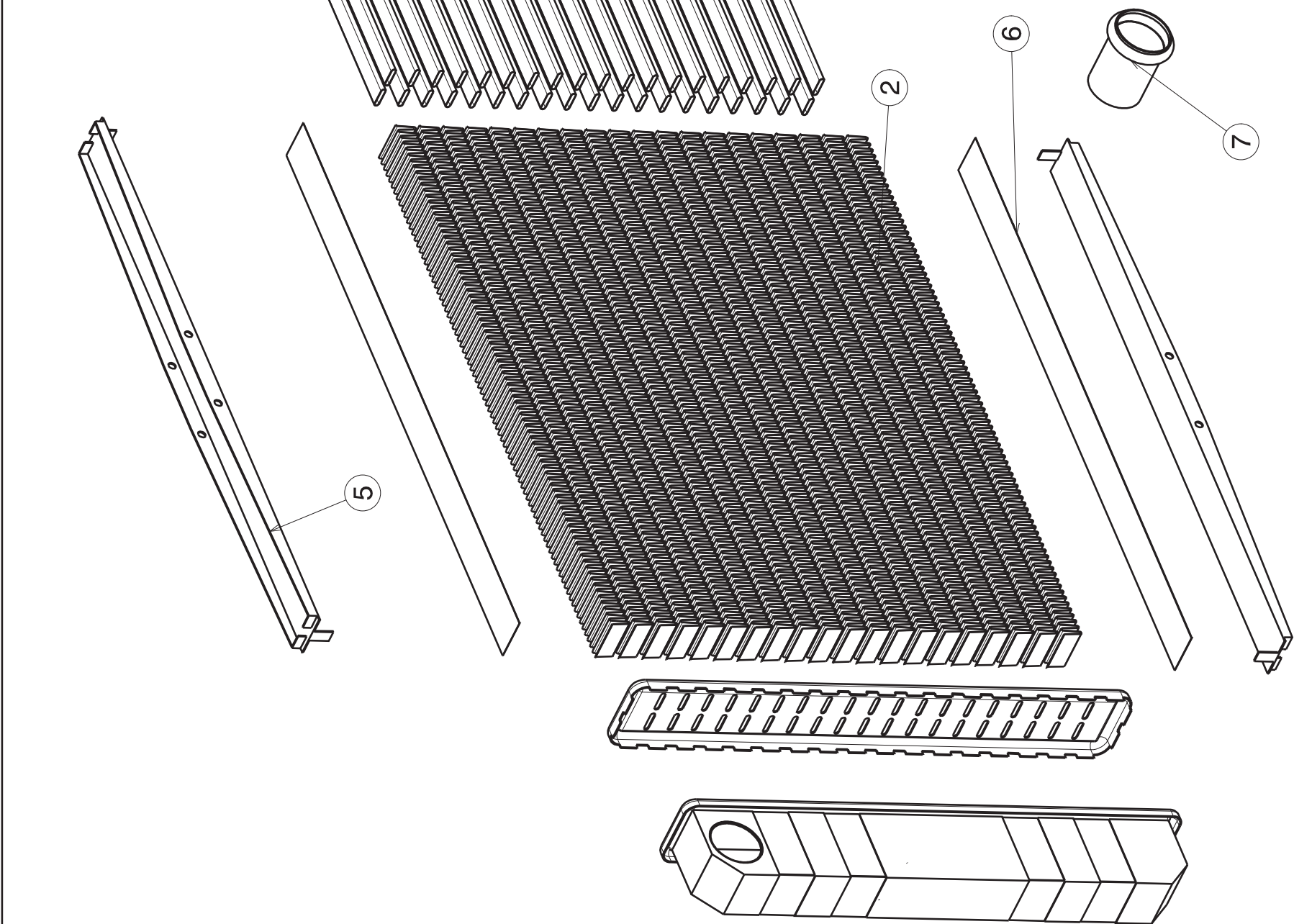
10-07-2012

ESCALA:

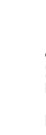

1:1

Nº PLANO:

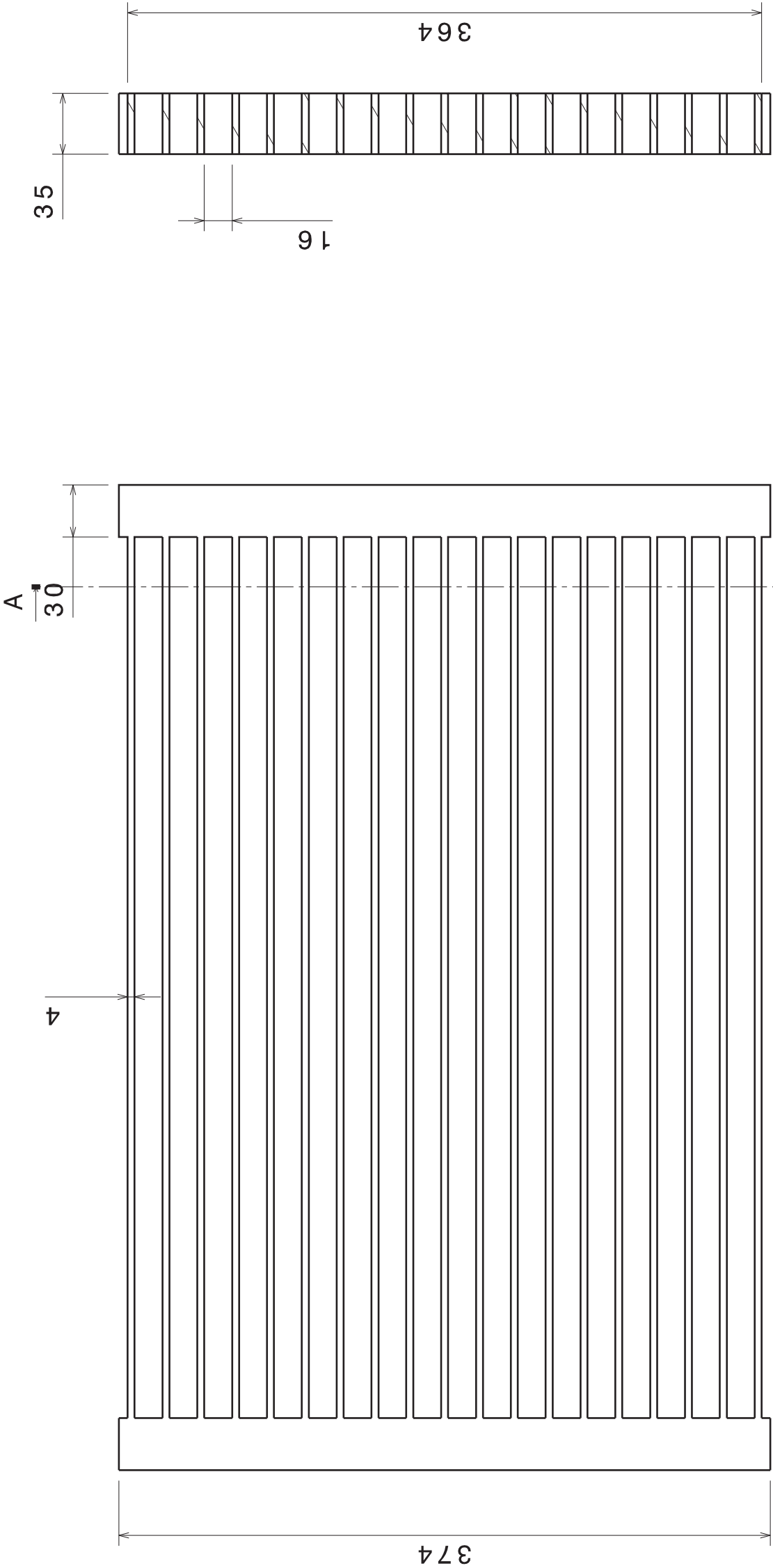
7



Nº PIEZA	NOMBRE PIEZA	CANT.	MATERIAL	PESO UNIDAD(kg)	PROCESO FABRICACIÓN
1	TUBOS FINOS	38	Latón	0,041	Laminación
2	ALETAS	20	Cobre	0,226	Troquelado
3	CABECERO	2	Latón	0,276	Estampación
4	TAPÓN CABECERO	2	Latón	0,627	Estampación
5	TAPA LATERAL	2	Acero	0,227	Corte y Doblado
6	JUNTA TAPA LATERAL	2	Plomo	0,051	Corte
7	ENTRADA MANGUITO	2	Cobre	0,079	Embutido

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES			REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO
PLANO: CONJUNTO EXPLOSIONADO			FIRMA: 
			FECHA: 10-07-2012
			ESCALA: 1:4
			Nº PLANO: 8



Escala: 1:4



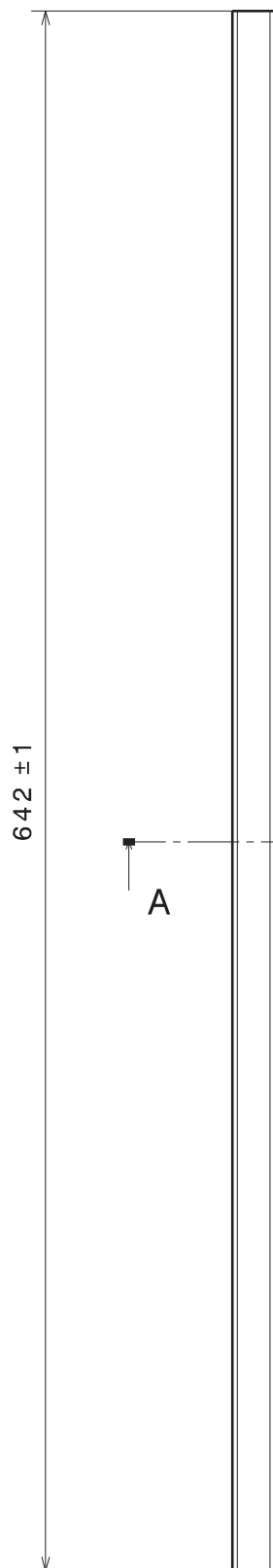
Sección A-A

506

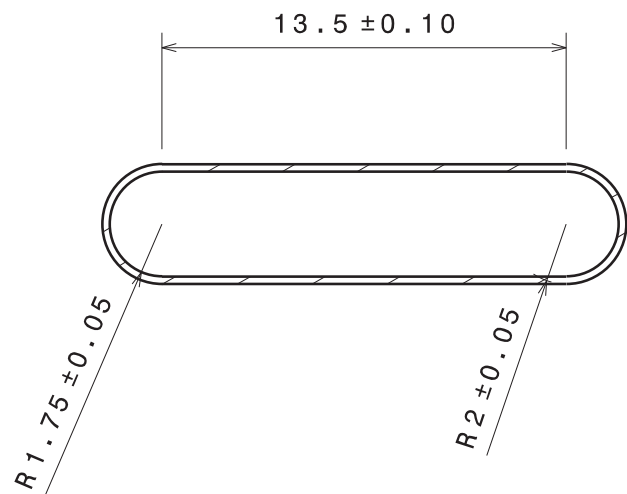
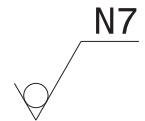
--	--

<div><div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div></div>		<div>E.T.S.I.I.T</div> <div>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</div>	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES			REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO		
			FIRMA: <div></div>		
PLANO: RADIADOR VEHÍCULO UTILITARIO			FECHA: 10-07-2012	ESCALA: 1:3	Nº PLANO: 9

Todas las medidas se encuentran en mm



Escala: 1:3



Sección A-A

Escala: 4:1

Medidas en mm



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:

**DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE
MATERIALES**

PROYECTO:

**COMPARATIVA Y DISEÑO DE
RADIADORES PARA AUTOMÓVILES**

REALIZADO:

ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO

FIRMA:

PLANO:

TUBO FINO MONOPLAZA

FECHA:

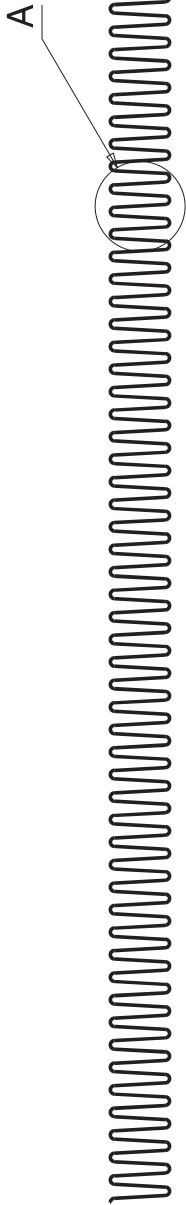
10-07-2012

ESCALA:

VARIAS

Nº PLANO:

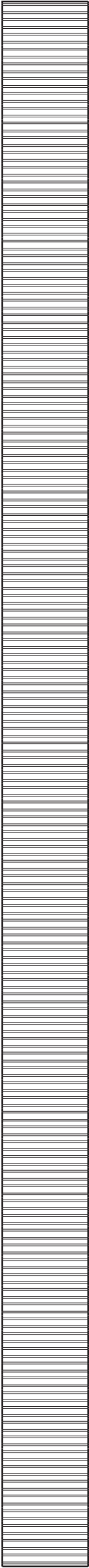
10



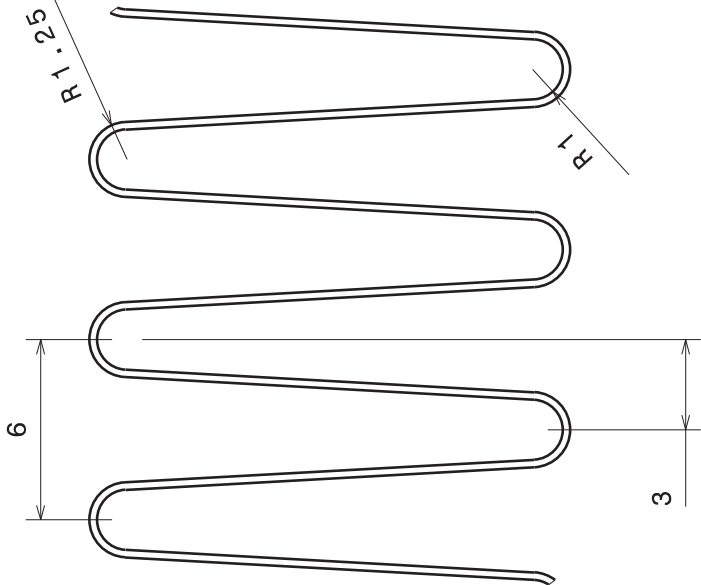
N7

Escala: 1:2

636

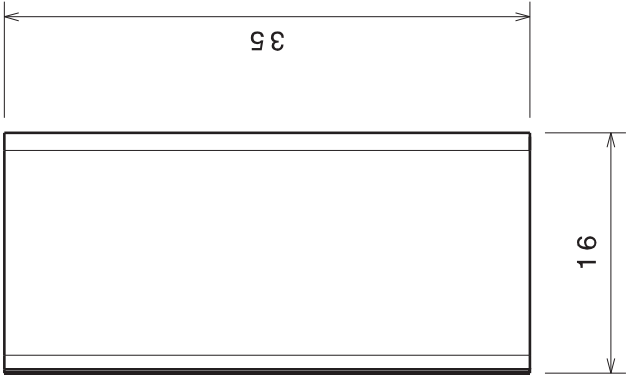


Escala: 1:2





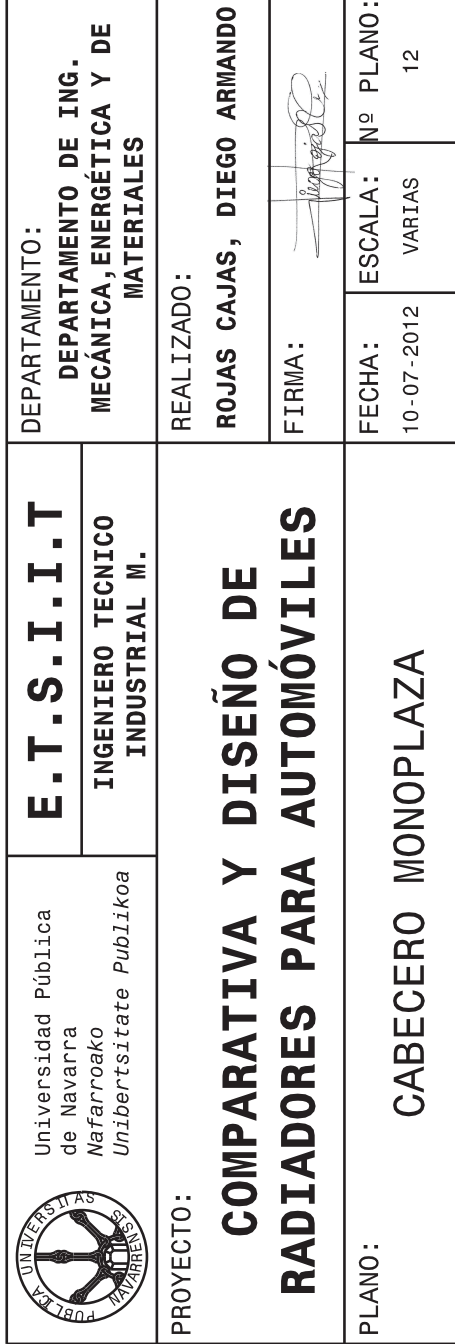
Detalle A
Escala: 4:1

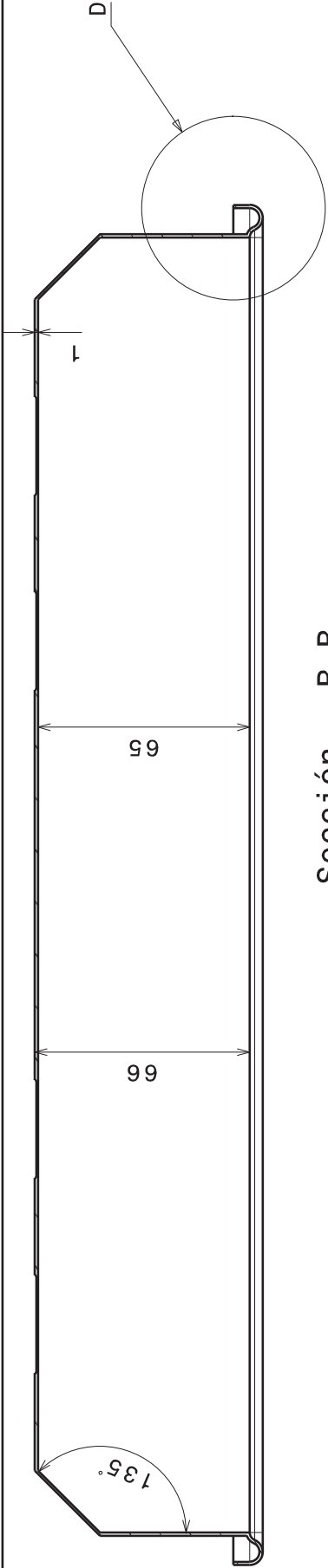
Medidas en mm



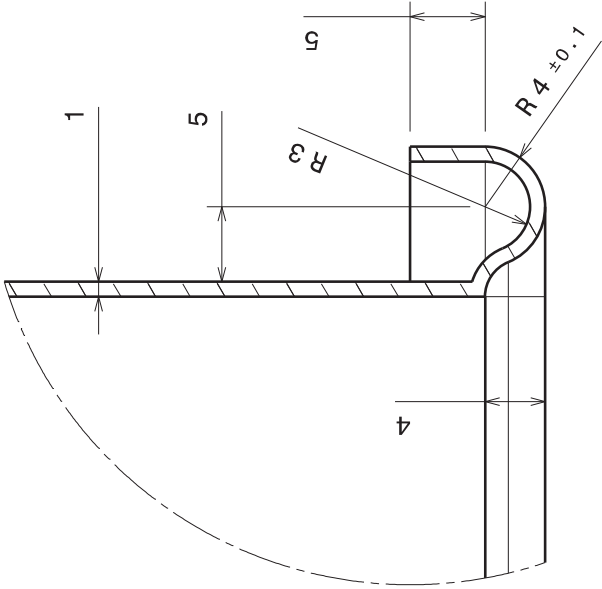
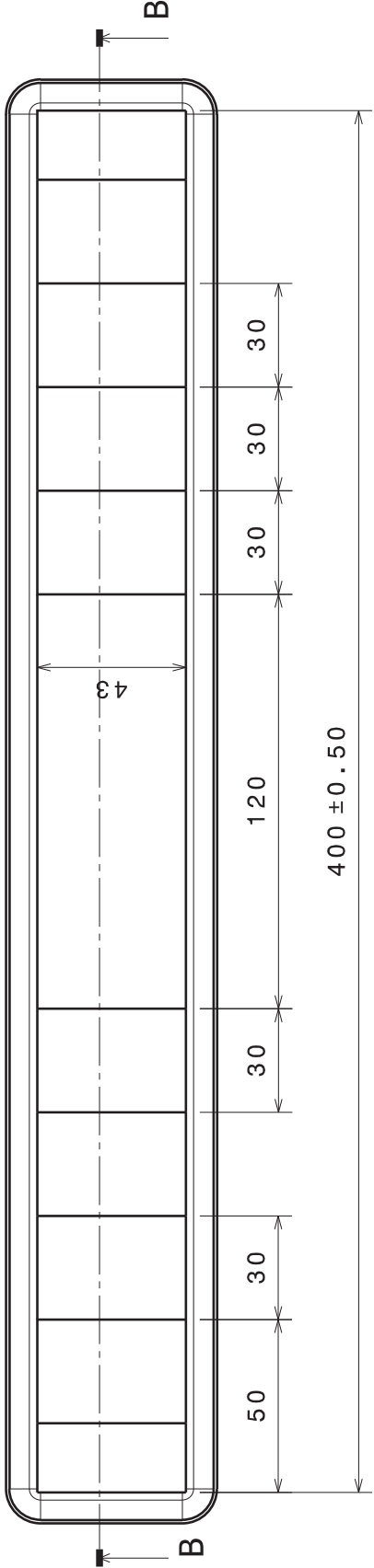
Vista lateral
Escala: 2:1

<div><div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div></div>		<div>E.T.S.I.I.T</div> <div>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</div>	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES			REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO		
			FIRMA: <div></div>		
PLANO: ALETAS MONOPLAZA			FECHA: 10-07-2012	ESCALA: VARIAS	Nº PLANO: 11



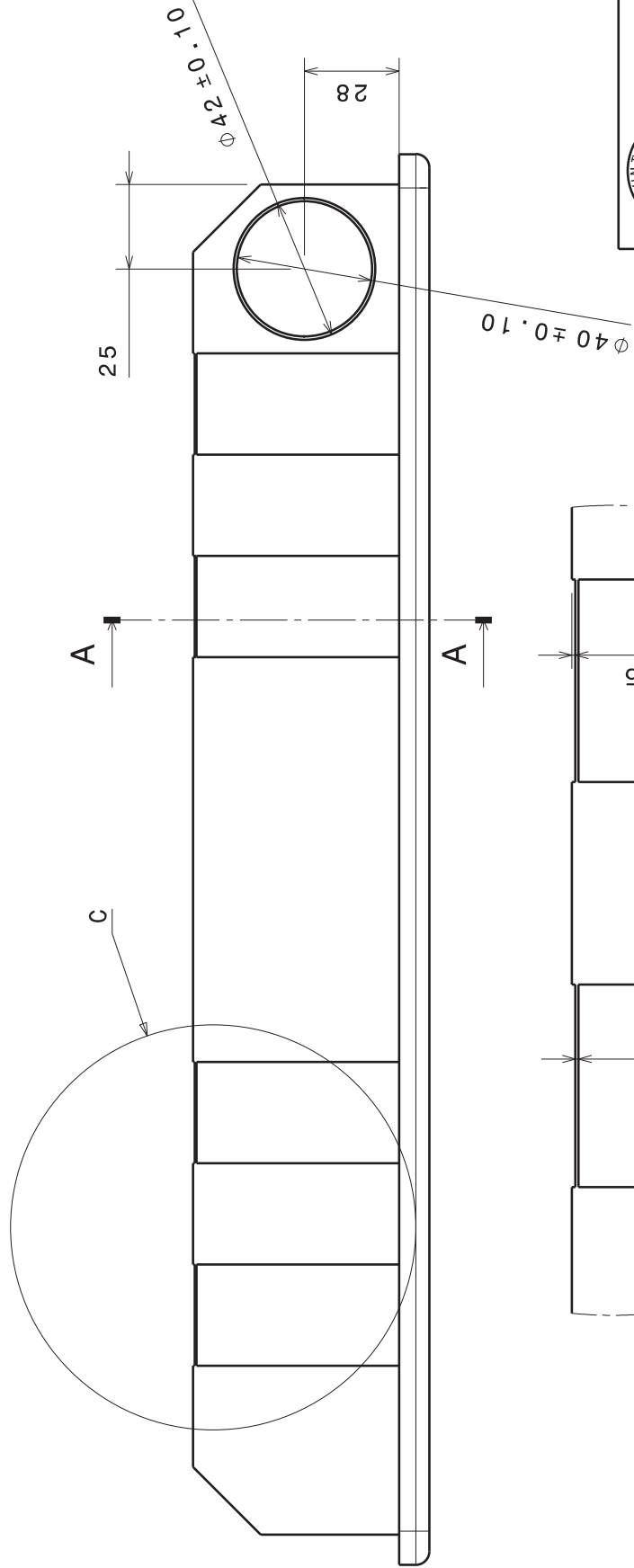


Sección B-B

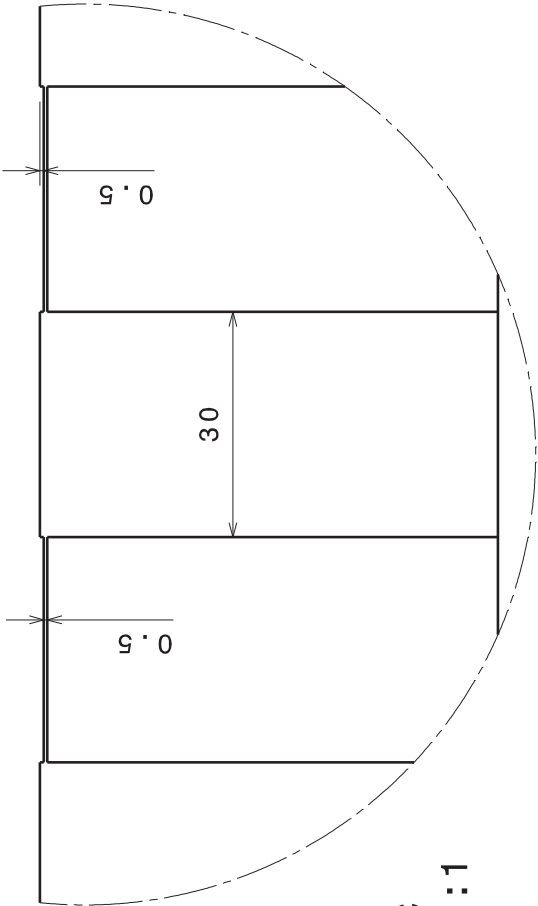
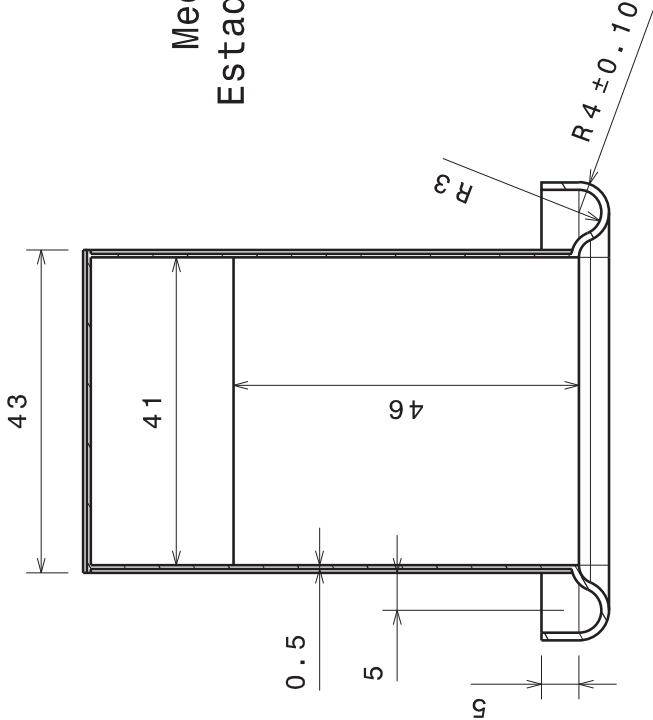


Detalle D
Escala: 2:1



Sección A-A



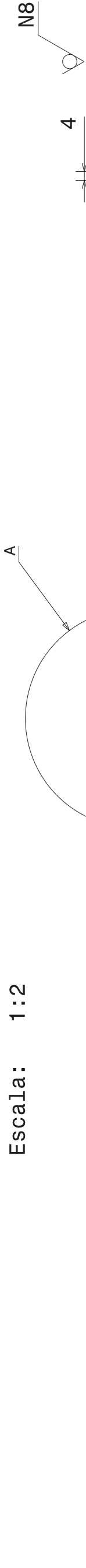
Medidas en mm
Estado superficial
N9



Detalle C
Escala: 1:1

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES		REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO		
		FIRMA: 		
PLANOS:		FECHA: 10-07-2012		ESCALA: 1:2
TAPÓN CABECERO MONOPLAZA				

Escala: 1:2



636

220

638

16.25

33

64

Escala: 1:2

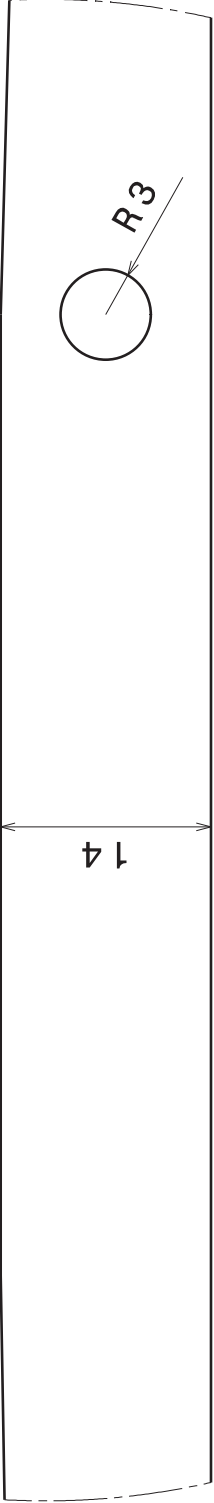
35

1

9.5

7

Escala: 2:1



Todas las medidas en mm



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:

DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE
MATERIALES

Detalle A
Escala 2:1

PROYECTO:

COMPARATIVA Y DISEÑO DE
RADIADORES PARA AUTOMÓVILES

REALIZADO:

ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO

FIRMA:

PLANO:

TAPA LATERAL MONOPLAZA

FECHA:

10-07-2012

ESCALA:

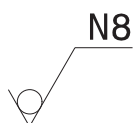
VARIAS

Nº PLANO:

14

Sección A-A
Escala: 4:1

Estado
superficial



35 ± 0.10

0.25 ± 0.05

636 ± 0.50

A

A

Escala: 1:3

Medidas en mm



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE
MATERIALES**

PROYECTO:

**COMPARATIVA Y DISEÑO DE
RADIADORES PARA AUTOMÓVILES**

REALIZADO:

ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO

FIRMA:

PLANO:

JUNTA TAPA LATERAL MONOPLAZA

FECHA:

10-07-2012

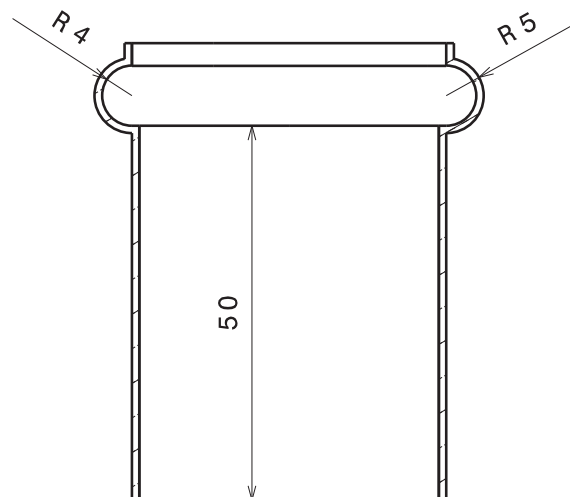
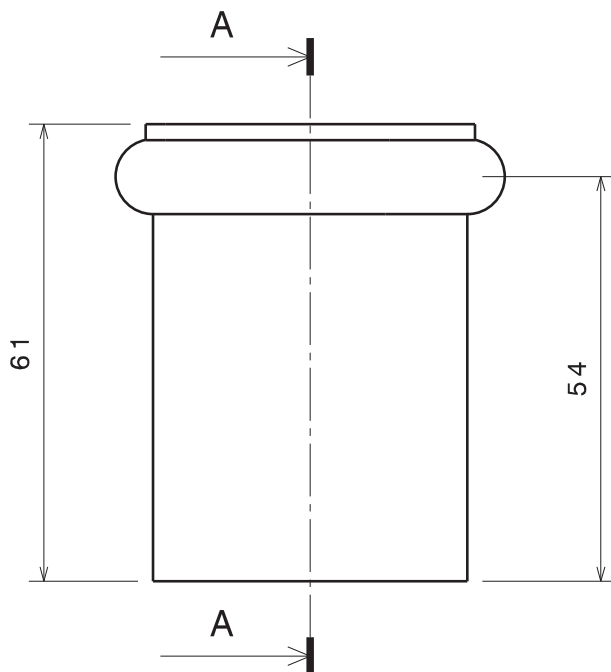
ESCALA:

1:3 , 4:1

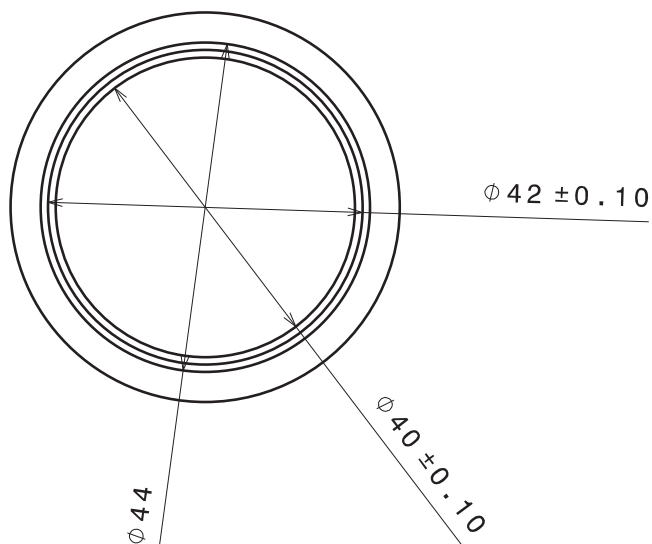
Nº PLANO:

15

N8



Sección A-A



Medidas en mm



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:

**DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE
MATERIALES**

PROYECTO:

**COMPARATIVA Y DISEÑO DE
RADIADORES PARA AUTOMÓVILES**

REALIZADO:

ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO

FIRMA:

PLANO:

ENTRADA MANGUITO MONOPLAZA

FECHA:

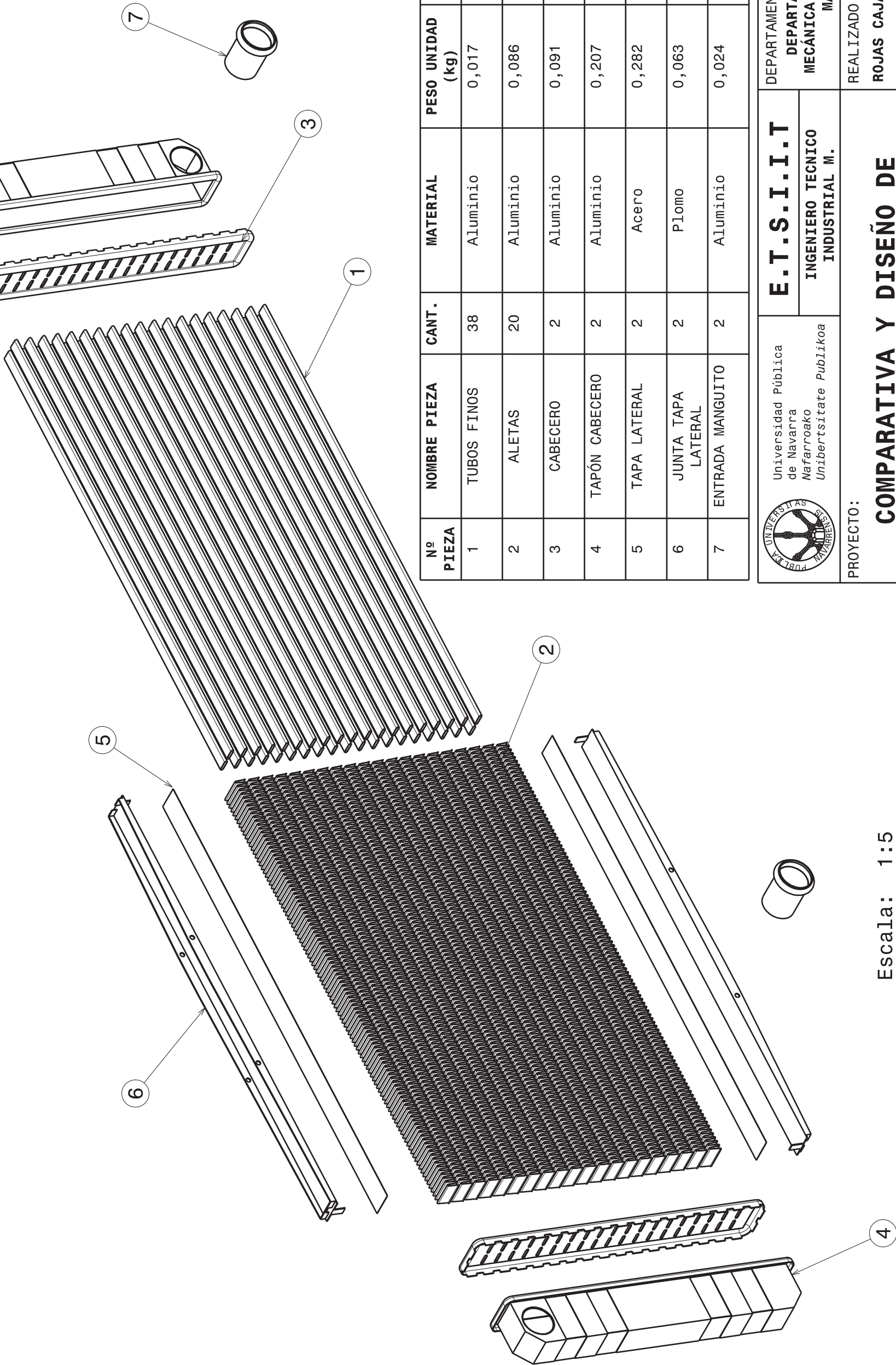
10-07-2012

ESCALA:



1:1

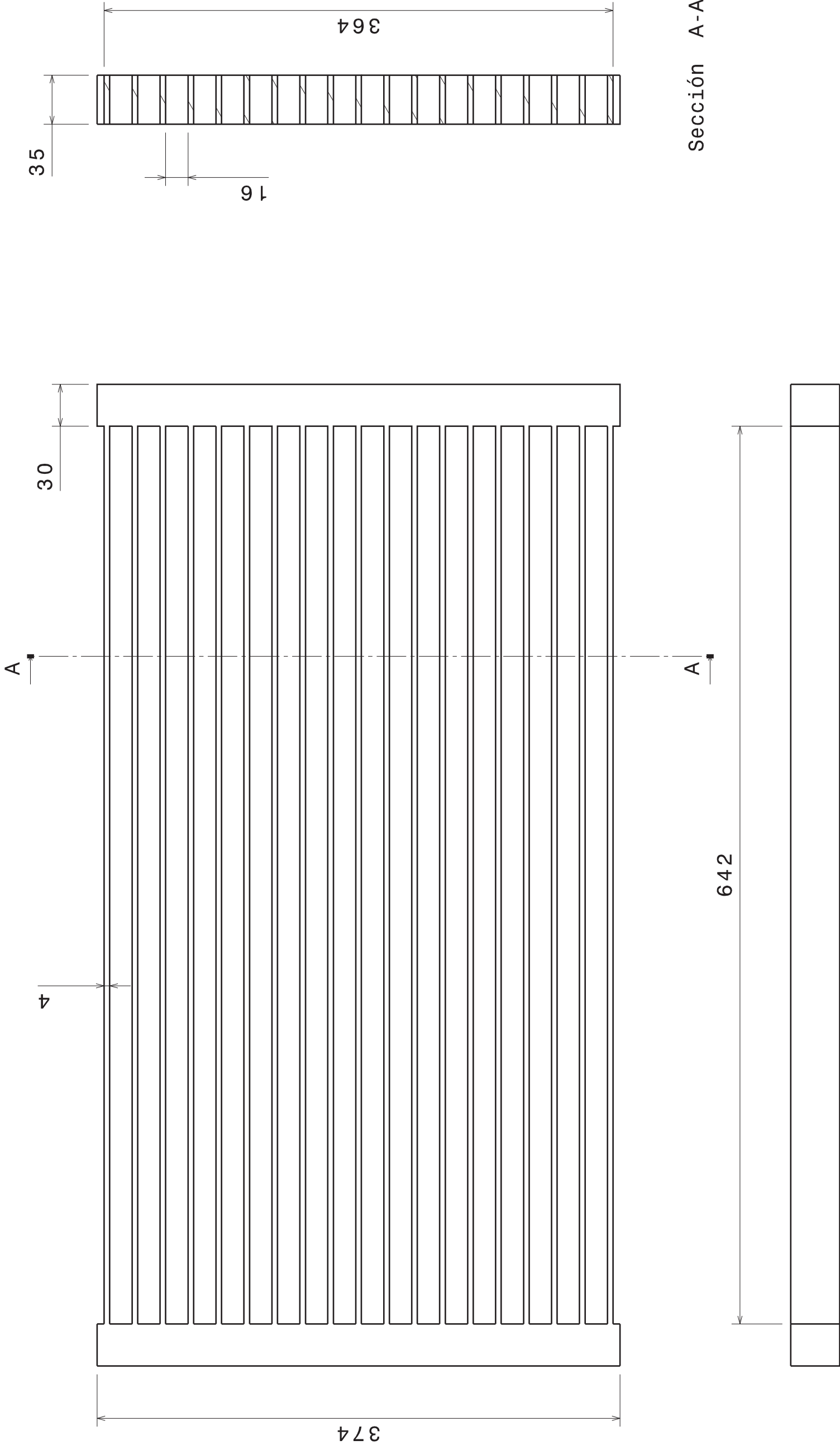
Nº PLANO:



16



Nº PIEZA	NOMBRE PIEZA	CANT.	MATERIAL	PESO UNIDAD (kg)	PROCESO FABRICACIÓN
1	TUBOS FINOS	38	Aluminio	0,017	Laminación
2	ALETAS	20	Aluminio	0,086	Troquelado
3	CABECERO	2	Aluminio	0,091	Estampación
4	TAPÓN CABECERO	2	Aluminio	0,207	Estampación
5	TAPA LATERAL	2	Acero	0,282	Corte y Doblado
6	JUNTA TAPA LATERAL	2	Plomo	0,063	Corte
7	ENTRADA MANGUITO	2	Aluminio	0,024	Embutido

	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES				
REALIZADO: ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO				
FIRMA: 				
PLANO: CONJUNTO EXPLOSIONADO MONOPLAZA	FECHA: 10-07-2012	ESCALA: 1:5	Nº PLANO: 17	



<div><div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div></div>		<div>E.T.S.I.I.T</div> <div>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</div>	<div>DEPARTAMENTO:</div> <div>DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES</div>		
<div>PROYECTO:</div> <div>COMPARATIVA Y DISEÑO DE RADIADORES PARA AUTOMÓVILES</div>			<div>REALIZADO:</div> <div>ROJAS CAJAS, DIEGO ARMANDO</div>		
			<div>FIRMA:</div> <div></div>		
<div>PLANO:</div> <div>RADIADOR SIMULADO MONOPLAZA F1</div>			<div>FECHA:</div> <div>10-07-2012</div>	<div>ESCALA:</div> <div>1 : 3</div>	<div>Nº PLANO:</div> <div>18</div>

Todas las medidas
se encuentran en mm



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA VEHÍCULOS AUTOMÓVILES

DOCUMENTO 4: PLIEGO DE CONDICIONES

Diego Armando Rojas Cajas

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, Julio 2012

ÍNDICE

4.1 PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

4.1.1 Objeto del pliego de condiciones238

4.1.2 Descripción generalizada del proyecto.....238

4.2 PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

4.2.1 Condiciones de las herramientas a utilizar para la comparativa.....238

4.2.2 Condiciones de las herramientas de cálculo, programas de diseño y
simulación239

4.2.3 Condiciones que deben cumplir los materiales.....243

4.2.4 Condiciones de la soldadura y baños de plomo.....243

4.2.5 Condiciones para el recubrimiento con pintura.....243

4.2.6 Condiciones de calidad del producto terminado.....244

4.2.7 Condiciones de los equipos y herramientas.....244

4.2.8 Condiciones De Seguridad e Higiene en el trabajo y medioambiente.245

4.1 PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

4.1.1 OBJETO DEL PLIEGO DE CONDICIONES

El objeto del presente pliego de condiciones es definir las condiciones en las que ha de realizarse este proyecto.

De la misma manera, la información técnica que se describe en este pliego, complementará la información definida en el resto de documentos del proyecto.

4.1.2 DESCRIPCIÓN GENERALIZADA DEL PROYECTO

El proyecto se centra en la comparativa y el diseño de radiadores entre vehículos automóviles y de competición, con la ayuda de simulaciones en un programa de CFD, especificando también los métodos a seguir para la fabricación de dicho elemento dentro del sector de la automoción.

4.2 PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

4.2.1 CONDICIONES DE LAS HERRAMIENTAS PARA REALIZAR LA COMPARATIVA

Como herramientas necesarias para realizar la comparativa se tendrán en cuenta los Cálculos hechos a mano, utilizando las ecuaciones encontradas en la bibliografía citada al final de este proyecto, y la hoja de cálculo propuesta y definida en la memoria.

Los parámetros que son variables serán elegidos pertinentemente por el proyectista de acuerdo a los resultados que desee obtener, que dependerá de lo que esté comparando.

4.2.2 CONDICIONES DE LAS HERRAMIENTAS DE CÁLCULO, PROGRAMAS DE DISEÑO Y SIMULACIÓN

Las herramientas de diseño a utilizar serán los cálculos hechos a mano con la ayuda de calculadora científica más una hoja de cálculo de Excel, y los programas de diseño en 3 y 2 dimensiones Catia y Autocad.

Las herramientas a utilizar para la simulación serán dos programas informáticos, uno para la fase de mallado, y otro para dinámica de fluidos con transferencia de calor.

Dichas herramientas o programas informáticos son los siguientes:

- Autocad versión 2009
- CATIA versión V5R19
- Módulo Meshing de la plataforma ANSYS Workbench, versión 2010
- ANSYS CFX versión V.10

A continuación se describe las fases en las que se ha de utilizar cada herramienta informática, así como también las relaciones de formatos entre programas que se debe dar para poder ejecutar el proyecto y obtener los resultados requeridos.

4.2.2.1 Fase I. Cálculos. Autocad 2009.

En principio la versión del programa no influirá en los resultados a obtener en esta primera fase, consistente en realizar los cálculos necesarios para las posteriores fases de diseño, planos, simulación, etc.

Pues bien, las imágenes requeridas para una mejor apreciación de la forma y principalmente las dimensiones de los elementos del radiador que influyen en los cálculos se harán con Autocad. Dichas imágenes se irán introduciendo en los el Documento 2. Cálculos según sea conveniente.

Autocad es un programa bastante potente a la hora de realizar planos y sencillo en cuanto figuras y formas.

Los planos de los elementos del radiador también se podrán realizar con Autocad si así lo prefiere el proyectista.

4.2.2.2 Fase II. Elaboración de Piezas en 3 dimensiones. Catia V5R19.

CATIA es una plataforma informática de CAD/CAM/CAE muy potente y en general utilizada por muchos sectores para el diseño de piezas en 3 dimensiones, conjuntos, realización de planos y algunos tipos de análisis mecánicos, térmicos, etc.

En concreto en este proyecto se utilizará la plataforma CAD para la creación del diseño en 3 dimensiones, la creación del conjunto ensamblado y para la creación de los planos de las piezas del radiador.

- La creación del diseño se realizará en el módulo “Mechanical Design” para definir, primeramente en dos dimensiones cada elemento del radiador, y su proyección en 3 dimensiones, con sus respectivas cotas y restricciones necesarias del modelo.

Al finalizar el diseño en 3 dimensiones, CATIA creará un archivo de extensión (.CATPart), con esta extensión se deberán guardar cada una de las piezas del radiador.

- La creación del conjunto completo del radiador (unión de todas las piezas .CATPart) se debe realizar en el módulo “Assembly Design”, para ello el programa pedirá cada pieza realizada en el paso anterior y, después de colocar cada pieza en su sitio y de generar las restricciones necesarias para que el conjunto quede completo, CATIA creará un fichero (.CATProduct) que será el conjunto de piezas o ensamblaje del radiador.
- En Catia, se realizarán también los diseños en 3 dimensiones de los distintos modelos necesarios para la simulación en Ansys CFX, una vez creados los modelos .CATPart, estos se deben guardar como un archivo .iges ó .igs para que se puedan abrir con Ansys Worbench para realizar el mallado.
- La creación de los planos se harán con el módulo “Drafting” de Catia V5R19, los cajetines a utilizar serán los proporcionados por la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones preferentemente y el tamaño de las hojas serán en formato A4 y A3, aunque el tamaño queda a elección del proyectista según considere conveniente.

- También se pueden crear imágenes explicativas desde Catia, que pueden ayudar a la mejor comprensión de los documentos de este proyecto.

4.2.2.3 Fase III. Mallado. Ansys Worbench. Módulo Meshing.

Como ya se ha dicho antes, los modelos utilizados en la simulación serán creados en Catia, aunque se permite la utilización del módulo Geometry de Ansys Worbench para la creación de la geometría del modelo, en este caso se ha hecho con Catia.

- Pues bien, habrá de importar los modelos creados con Catia en formato .igs en Ansys Worbench, y proceder al mallado de los mismos.
- Cabe resaltar, la importancia de la creación de las regiones en 2 dimensiones que serán utilizadas en la simulación para entradas y salidas de flujos másicos, regiones de superficies para interfaces necesarias, con Ansys Worbench, puesto que Ansys CFX no permite la creación de dichas regiones.
- Para la creación del mallado del modelo, seguir las instrucciones que aparecen en el Documento 1. Memoria, de este proyecto.
- Una vez terminado el mallado, guardar el archivo en formato .gtm para que Ansys CFX pueda importarlo.

4.2.2.4 Simulación con ANSYS CFX

La simulación que utilizará para dar validez al radiador propuesto en este proyecto se realizará con ANSYS CFX.

Las tres partes en las que se divide ANSYS CFX son las siguientes:

- CFX – Pre, donde se importará el archivo .gtm o geometría mallada, y se especificaran todas las condiciones necesarias para que se pueda continuar con la ejecución de CFX – Solver. Habrá que de antemano, conocer las temperaturas de referencia de entrada de los distintos fluidos, conocer los datos de presiones, velocidades de entrada y salida, flujos másicos de entrada y salida, etc.
- CFX – Solver, en esta parte se ejecutará el programa para que busque la solución al problema planteado, se utilizará solo para ver el transcurso de la ejecución por parte del programa, de los distintos parámetros a tratar en un caso de intercambiadores de calor (en este caso de flujo cruzado), como pueden ser la transferencia de calor entre distintas superficies, los movimientos de masas, la evolución de los valores para los momentos que se producen, las turbulencias generadas.
- CFX – Post, de aquí se extraerá imágenes explicativas, diagramas o contornos de temperatura de superficies, diagramas o contornos de presiones a nivel superficial, valores máximos y mínimos de temperaturas, presiones, velocidades, líneas de velocidad de fluidos, videos explicativos, es decir, toda la información realmente útil la proporcionará CFX – Post, siempre y cuando los otros dos apartados estén bien, principalmente CFX - Pre, correctamente definido, y CFX – Solver, debe dar un mensaje de finalización normal o correcta.

4.2.3 CONDICIONES QUE DEBEN CUMPLIR LOS MATERIALES

Los materiales a utilizar para la construcción de los radiadores serán latón, cobre, aluminio, acero AISI 4130, todos ellos utilizados en automoción, sus especificaciones están descritas en el Documento 1. Memoria capítulo 1.5, se utilizará para cada pieza el tipo de material descrito en los conjuntos explosionados del Documento 3. Planos.

Se realizarán los ensayos necesarios en laboratorio con los instrumentos necesarios para conseguir las características específicas de cada material.

Las acabados superficiales están especificadas en los planos, han sido aplicadas según la norma UNE 1037 83, en la cual se especifican los símbolos y especificaciones a utilizar en los dibujos técnicos.

4.2.4 CONDICIONES SOBRE LA SOLDADURA, BAÑOS DE PLOMO

El método a utilizar para la soldadura y el material de aporte para realizarla, vienen definidos en la memoria, de acuerdo con la norma DIN 1707.

Así mismo para realizar los correspondientes baños de plomo, se hará uso de las especificaciones para recubrimientos metálicos recogidas en la norma EN-ISO 4540.

4.2.5 CONDICIONES PARA RECUBRIMIENTO CON PINTURA

Para el recubrimiento final del radiador con pintura asfáltica, se utilizará las especificaciones de la norma UNE-EN ISO 12944

La capa de pintura anticorrosiva e impermeabilizante contendrá un contenido asfáltico no superior al 35%.

4.2.6 CONDICIONES SOBRE LA CALIDAD DEL PRODUCTO FABRICADO

Para la gestión y procedimientos necesarios para asegurar la calidad del producto terminado se contará con las certificaciones específicas de calidad del sector y funcionar bajo normativa, como pueden ser las siguientes.

- ISO/TS 16949 para la estampación en frío, montaje y soldadura de chapa metálica en la industria del automóvil
- ISO 9000 para la gestión continua de la calidad
- ISO 66-904 reguladora de la gestión de calidad y de los elementos de un sistema de calidad.

Si se dispone de estándares de trabajo, en los que se haga referencia a la calidad, se atenderá en todo momento al estándar de trabajo para asegurar la calidad del producto.

4.2.7 CONDICIONES DE LOS EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

Se realizarán las revisiones pertinentes y establecidas en los manuales de las máquinas, si es posible cada cierto tiempo, para conseguir un funcionamiento correcto de la misma.

Los equipos utilizados se deberán encontrar en condiciones óptimas de trabajo, también se deben realizar las operaciones de mantenimiento mínimas necesarias para asegurar dichas condiciones óptimas.

En caso de averías de maquinaria, actuar de la manera especificada en los manuales y si no existe, contratar personal especializado para la solución de la avería.

Si se trata de elementos sencillos, su reparación se realizará respetando en todo momento las especificaciones de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Toda la maquinaria utilizada en el proceso productivo, herramientas, troqueles, elementos para soldadura, deben estar bajo la normativa vigente actualizada, y contar con el correspondiente certificado CE.

Si se dispone de estándares de montaje, realizarlo con los equipos especificados en el mismo, atendiendo al orden de las operaciones y a la comprobación previa al montaje, del equipo que vaya a ser utilizado.

4.2.8 CONDICIONES SOBRE HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO Y MEDIOAMBIENTE

Se respetará las normas de Seguridad e Higiene en el Trabajo establecidas para el sector de la industria del automóvil.

Las normas vigentes que rigen la protección del medio ambiente son las normas ISO 14000, se respetará siempre dichas normas.

Si se dispone de estándares en los que figuren reglas de seguridad y prevención de riesgos laborales, se respetará en todo momento los mismos.

Fecha

El Ingeniero Técnico Industrial

JULIO 2012



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA
VEHÍCULOS AUTOMÓVILES**

DOCUMENTO 5: PRESUPUESTO

Diego Armando Rojas Cajas

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, Fecha de defensa

ÍNDICE

5.1	INTRODUCCIÓN.....	248
5.2	COSTES DE DISEÑO	
1.1.1	Materiales y programas informáticos necesarios para el diseño.....	248
1.1.2	Costes de ingeniería.....	249
5.3	COSTES DE MATERIA PRIMA.....	250
5.4	COSTES DE FABRICACIÓN.....	251
5.5	PRESUPUESTO GENERAL.....	252
5.6	CONCLUSIONES AL PRESUPUESTO.....	252

5.1 INTRODUCCIÓN

En el presente documento se procede a la estimación del presupuesto para la fabricación de los radiadores finales obtenidos para el vehículo utilitario y para el monoplaça de fórmula 1.

Habrà que tener en cuenta que el presupuesto se realizará para una sola pieza fabricada, luego los costes aquí determinados pueden salir altos, respecto a que si se hiciera para una fabricación en serie.

Los costes de diseño sólo se darían una vez, mientras que los costes de fabricación se darían las veces iguales a la cantidad total de productos terminados que se desee fabricar, por lo tanto se debe diferenciar los costes de diseño del resto.

Los precios que figurarán en este presupuesto son de alguna manera orientativos, puesto que están cogidos de la bibliografía citada al final de este proyecto, en concreto los precios encontrados para materiales y equipos que aparecen en las páginas webs.

5.2 COSTES DE DISEÑO

Implica la compra de las licencias necesarias para los programas informáticos y los costes iguales a los salarios del ingeniero de diseño.

5.2.1 Materiales y programas informáticos necesarios para el diseño

CONCEPTO		PRECIO (€)
Licencias de programas Informáticos	CATIA V5R19	5000,00
	ANSYS COMPLETO	5000,00
	AUTOCAD	400,00
Adquisición del ordenador		700,00
Materiales varios (calculador, papelería, etc.)		50,00
Gastos de electricidad		1000,00
TOTAL SIN IVA		12.150,00 €

5.2.2 Costes de Ingeniería

Estos son los costes generados por los trabajos del ingeniero.

CUALIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN	HORAS	€/HORA	COSTE (€)
Delineante	Modelado 3D en Catia	50	10,00	500,00
Delineante	Creación de planos en Catia	25	10,00	250,00
Delineante	Figuras geométricas en Autocad	5	10,00	50,00
Ingeniero	Revisión de planos	2	15,00	30,00
Delineante	Impresión plegado planos	1	10,00	10,00
Ingeniero	Cálculos	50	15,00	75,00
Ingeniero	Creación mallados	2	15,00	30,00
Ingeniero	Simulación ANSYS CFX	25	15,00	375,00
Ingeniero	Redactar memoria	10	15,00	150,00
Consultor	Revisión proyecto	10	15,00	150,00
TOTAL SIN IVA				1120,00 €

5.3 COSTES DE MATERIA PRIMA

Se exponen a continuación los costes de la materia prima, cada pieza se divide en 2 filas, una fila corresponde al material que se utilizará para el vehículo utilitario y la siguiente al monoplaza de fórmula 1.

DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO (kg)	CANTIDAD	PRECIO (€/kg)	COSTE (€)
Tubos finos	Latón	0,041	38	4,20	6,54
	Aluminio	0,017	38	1,53	0,99
Aletas	Cobre	0,226	20	7,60	34,35
	Aluminio	0,086	20	1,53	2,63
Cabecero	Latón	0,276	2	4,20	2,32
	Aluminio	0,091	2	1,53	0,28
Tapón cabecero	Latón	0,627	2	4,20	5,27
	Aluminio	0,207	2	1,53	0,63
Tapa Lateral	Acero	0,227	2	0,33	0,15
	Acero	0,282	2	0,33	0,19
Junta tapa lateral	Plomo	0,051	2	1,85	0,19
	Plomo	0,063	2	1,85	0,23
Tubo entrada manguito	Cobre	0,079	2	7,60	1,20
	Aluminio	0,024	2	1,53	0,07
TOTAL (VEHÍCULO UTILITARIO) SIN IVA					50,02 €
TOTAL (MONOPLAZA FÓRMULA 1) SIN IVA					55,04 €

Los precios de los materiales han sido cogidos de las cotizaciones diarias del metal a fecha 16/07/2012.

5.4 COSTES DE FABRICACIÓN

Los costes se corresponden con los sueldos de la mano de obra de un operario del metal en el sector del automóvil.

DESCRIPCIÓN	HORAS	€/HORA	COSTE
Preparación maquinaria	1,00	8,00	8,00
Laminado de tubos y corte	0,25	8,00	2,00
Troquelado de tiras de aletas	0,25	8,00	2,00
Estampado de cabeceros y troquelado de agujeros	0,50	8,00	4,00
Estampado de tapones de los cabeceros	0,50	8,00	4,00
Corte y doblado de la tapa lateral	1,00	8,00	8,00
Corte de la junta de la tapa lateral	0,10	8,00	0,80
Corte de los tubos para los manguitos	0,25	8,00	2,00
Montaje del panel	0,25	8,00	2,00
Limpieza y soldado de aletas en horno	0,50	8,00	4,00
Soldadura de depósitos y tubos de entrada de los manguitos	0,50	8,00	4,00
Recubrimiento final	0,25	8,00	2,00
TOTAL SIN IVA			42,80 €

5.5 PRESUPUESTO GENERAL

A continuación se presenta el resumen de los puntos anteriores para poder dar el presupuesto total.

DESCRIPCIÓN	COSTE EN EUROS
COSTES DE PROGRAMAS Y MATERIAL	12.150,00
COSTES DE INGENIERIA	1.120,00
COSTES DE MATERIA PRIMA PARA VEHÍCULO UTILITARIO	50,02
COSTES DE MATERIA PRIMA PARA MONOPLAZA DE FÓRMULA 1	55,04
COSTES DE FABRICACIÓN	42,80
TOTAL SIN IVA	13.417,86 €
TOTAL CON IVA	15.833,07€

5.6 CONCLUSIONES AL PRESUPUESTO

Se tiene que los costes de diseño, teniendo en cuenta las licencias de los programas informáticos necesarios ascienden a DOCE MIL CIENTO CINCUENTA EUROS y los costes de ingeniería, que también se corresponden al diseño obtienen un coste de MIL CIENTO VEINTE EUROS, estos dos tipos de coste suponen un valor demasiado elevado del radiador, de ahí que este tipo de elementos de automoción se fabriquen en serie.

Los radiadores finales que se fabricarán siguiendo las instrucciones de este proyecto tendrán la única diferencia en el tamaño de su panel y de los materiales de los que están fabricados.

Quitando los costes de diseño e ingeniería, el radiador del vehículo utilitario, por ejemplo, saldría costando **NOVENTA Y DOS EUROS CON OCHENTA Y DOS CÉNTIMOS DE EURO**, que aplicando el IVA saldría costando un total de **CIENTO DIEZ EUROS**, un precio muy parecido a lo que cuestan en la actualidad.

Los costes obtenidos de materia prima y fabricación no resultan ser tan elevados, puesto que el material necesario para la construcción de un radiador, por ejemplo el del monoplace de fórmula 1 llega a pesar 3,5 kg, que no es una cantidad muy elevada y el tiempo en fabricarlo no es muy largo, por otro lado cabe destacar la importancia de que no se ha tenido en cuenta desperdicio de material.

Sin embargo sí que tiene importancia destacar el valor del radiador de aluminio superior al de cobre más latón.

Por estas razones, se puede dar validez al presupuesto, se puede decir que el proyecto es viable tanto si incluye el diseño y gastos de ingeniería, como si no, ya que es normal que dichos gastos sean bastantes elevados.

Así también, se da por cumplido el objetivo de viabilidad del proyecto.

Fecha

JULIO 2012

El Ingeniero Técnico Industrial



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA
VEHÍCULOS AUTOMÓVILES**

DOCUMENTO 6: BIBLIOGRAFÍA

Diego Armando Rojas Cajas

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, Julio 2012

ÍNDICE

6.1	APUNTES CONSULTADOS.....	256
6.2	LIBROS CONSULTADOS.....	256
6.3	PÁGINAS WEBS CONSULTADAS.....	257
6.4	MANUALES DE PROGRAMAS.....	257

6.1 APUNTES CONSULTADOS

Todos los apuntes consultados se corresponden con los apuntes cogidos en las clases de las siguientes asignaturas a lo largo de la carrera, también he incluido el capítulo que me fue más necesario.

- Instalaciones Térmicas Industriales. Capítulo de Intercambiadores de calor
- Máquinas Térmicas. Pérdidas de calor y pérdidas mecánicas.
- Ingeniería Térmica. Calor específico, capacidad calorífica.
- Automoción.
- Ingeniería Fluido mecánica. Resistencia en tuberías y ecuación de la energía.

6.2 LIBROS CONSULTADOS

Los libros son muchos, puesto que se fue buscando en ellos alguna ecuación o problema semejante a los necesarios para completar este proyecto, aquí se citará los más importantes.

- MECÁNICA DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES Y TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS. José Agüera Soriano. Capítulos I, III, V y VI.
- EL MOTOR DE GASOLINA. Miguel de Castro Vicente. Páginas 228 y 229.
- TRANSFERENCIA DE CALOR. Anthony F. Mills. Tablas del final.
- TRANSFERENCIA DE CALOR. Holman J.P
- TECNOLOGÍA DEL AUTOMÓVIL. Manuel Ororio Astudillo. Páginas 146 y 147.
- MANUAL CEAC DEL AUTOMÓVIL. Páginas 143-144-145-146.
- UNA CLASE DE PROBLEMAS DE TRANSMISIÓN DE CALOR. Eduardo Muñoz y Carlos Corrochano. Problemas 89 y 91.
- MOTORES. Electromecánica de Vehículos. Juan Manuel Alonso.
- NORMALIZACIÓN DEL DIBUJO TÉCNICO. Cándido preciado y Francisco Jesús Morán. Temas 1, 2 y 8.

6.3 PÁGINAS WEBS CONSULTADAS

- www.ansys.com
- www.muchoctia.es
- www.manualesdemecanica.com
- www.youtube.com para videos explicativos que han ayudado a entender el funcionamiento de los sistemas de refrigeración.
- www.taringa.net para artículos sobre fórmula 1 y relacionados con automoción
- www.formula1.com

6.4 MANUALES PARA PROGRAMAS

Son dos los manuales de programas utilizados:

- Manual de CATIA V5R19
- Manuales y Tutoriales de ANSYS CFX

Fecha

El Ingeniero Técnico Industrial

JULIO 2012



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO Y COMPARATIVA DE RADIADORES PARA
VEHÍCULOS AUTOMÓVILES**

DOCUMENTO 7: ANEXOS

Diego Armando Rojas Cajas

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, Julio 2012

ÍNDICE

7.1 ANEXO 1. Síntesis de ecuaciones para calcular el calor cedido al refrigerante...	260
7.2 ANEXO 2. Ecuaciones utilizadas para la convección forzada en tuberías.....	261
7.3 ANEXO 3. Ecuaciones utilizadas para el cálculo de conducción y convección....	262
7.4 ANEXO 4. Ecuaciones utilizadas para calcular aletas e intercambiadores de calor	263
7.5 ANEXO 5. Tabla de propiedades del agua saturada.....	264
7.6 ANEXO 6. Tabla de propiedades del aire seco a presión constante.....	265
7.7 ANEXO 7. Tabla de propiedades del glicol.....	266
7.8 ANEXO 8. Tabla de propiedades de los metales 1.....	267
7.9 ANEXO 9. Tabla de propiedades de los metales 2.....	268
7.10 ANEXO 10. Factor de corrección F.....	269
7.11 ANEXO 11. Valores representativos de U.....	270
7.12 ANEXO 12. Números de Nusselt para flujo laminar.....	270
7.13 ANEXO 13. Efectividad.....	271

7.1 ANEXO 1. SÍNTESIS DE ECUACIONES PARA CALCULAR EL CALOR CEDIDO AL REFRIGERANTE

Son algunas maneras de calcular el calor cedido de las cuales se ha optado por las ecuaciones semi-empíricas de Taylor y Toong.

CALOR TRANSFERIDO AL REFRIGERANTE

Hay 2 métodos de cálculo → Ecuaciones generales de transmisión de calor
→ Ecuaciones semiempíricas

• ECUACIONES GENERALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR (MUCHOS INCONVENIENTES)

- Del gas al cilindro

$$\dot{q} = \dot{q}_{rad} + \dot{q}_{conv} = \sigma \cdot \epsilon \cdot (T_{gas}^4 - T_{pared}^4) + h_{gas} (T_{gas} - T_{pared})$$

- A través de la pared

$$\dot{q} = \frac{k}{\delta} (T_{pared} - T_{paredref})$$

- Al refrigerante

$$\dot{q} = h_{ref} (T_{paredref} - T_{ref})$$

• ECUACIONES SEMIEMPÍRICAS

- Calor por convección

$$\dot{Q}_{cf} = h_m (T_g - T_{ref}) \cdot A_p$$

- Cálculo del coeficiente de película h_m
Taylor y Toong

$$Nu = 10.4 Re^{0.75}, \quad Nu = \frac{h_m D}{k_g} \quad y \quad Re = \frac{\dot{m} D}{\mu_g}$$

$$\frac{h_m D}{k_g} = 10.4 \cdot \left(\frac{\dot{m} D}{\mu_g} \right)^{0.75}$$

$$h_m = 10.4 \frac{k_g}{D} \cdot \dot{m}^{0.75} \cdot D^{-0.25}$$

A_p = superficie piston

T_g = t° medio del gas en el cilindro

T_r = t° medio del refrigerante

k_g = conductividad térmica del gas a la T_g

μ_g = viscosidad del gas a la T_g

D = diámetro del cilindro

\dot{m} = flujo = m^3 que entra al motor por unidad de área del piston.

1

Anexo 1. Ecuaciones para calcular el calor cedido al refrigerante

7.2 ANEXO 2. ECUACIONES UTILIZADAS PARA CONVECCIÓN FORZADA EN TUBERÍAS

EN TODOS LOS CASOS LAS PROPIEDADES SE MIRAN A $t_{media} = \frac{t_s + t_f}{2}$

* FLUJO LAMINAR

$$\begin{aligned} 0.6 \leq Pr \leq 50 & \quad Re_L \leq 5 \times 10^5 \quad \rightarrow \quad Nu_L = 0.664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \\ Pr < 0.05 & \quad Re < 5 \times 10^5 \quad \rightarrow \quad Nu_L = 1.130 (Re_L \cdot Pr)^{1/2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re_L \cdot Pr > 100 & \quad \rightarrow \quad Nu_L = \frac{0.6674 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0.0468/Pr)^{2/3}]^{1/4}} : \text{CHURCHILL y OZOE} \\ \text{Para cualquier } Pr. & \end{aligned}$$

* FLUJO TURBULENTO ($0.6 \leq Pr \leq 60$)

$$\begin{aligned} 5 \times 10^5 < Re_L < 10^7 & \quad \rightarrow \quad Nu_L = 0.0296 \cdot Re_L^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \\ Re_L > 10^7 & \quad \rightarrow \quad Nu_L = 0.185 \cdot Re_L (\log_{10} Re_L)^{-2.584} \cdot Pr^{1/3} : \text{COLBURN} \end{aligned}$$

* FLUJO MIXTO ($0.6 \leq Pr < 50$)

$$\begin{aligned} 5 \times 10^5 < Re_L < 10^7 & \quad \rightarrow \quad Nu_L = [0.037 \cdot Re_L^{0.8} - 872] \cdot Pr^{1/3} \\ 10^7 < Re_L < 10^9 & \quad \rightarrow \quad Nu_L = [0.028 \cdot Re_L (\log_{10} Re_L)^{-2.584} - 872] \cdot Pr^{1/3} \end{aligned}$$

CONVECCIÓN EN TUBERÍAS

* FLUJO LAMINAR $\rightarrow Nu_D = \frac{h_D}{k} = 3.66$ siempre que $Re < 10^4$

* FLUJO TURBULENTO

VON KARMAN

$$\begin{aligned} \text{Si } 10^4 < Re_D < 5 \times 10^4 & \quad \rightarrow \quad f = 0.316 Re_D^{-1/4} \\ \text{Si } 5 \times 10^4 < Re_D < 10^6 & \quad \rightarrow \quad f = 0.184 Re_D^{-1/5} \end{aligned} \quad Nu_D = \frac{f/8 \cdot Re_D \cdot Pr}{1 + 5 \sqrt{f/8} \left\{ (Pr-1) + \ln \left[1 + \frac{5}{6} (Pr-1) \right] \right\}}$$

DITUS-BUELTER

$$10^4 < Re_D < 10^6 \\ 0.7 < Pr < 160$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} \cdot Pr^\eta$$

$$\begin{cases} \eta = 0.4 & \text{si } t_s > t_b \\ \eta = 0.3 & \text{si } t_s < t_b \end{cases}$$



con $|t_s - t_b| < 6^\circ\text{C} \rightarrow$ líquidos
 $|t_s - t_b| < 60^\circ\text{C} \rightarrow$ gases

Para diferencias $|t_s - t_b|$ mayores que las anteriores $|t_s - t_b| > 6$ y $|t_s - t_b| > 60$:

SIEDER y TATE

$$0.7 \leq Pr \leq 160$$

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

con propiedades a t_b salvo μ a t_s

Anexo 2. Ecuaciones para convección en tuberías

7.3 ANEXO 3. ECUACIONES UTILIZADAS PARA EL CÁLCULO DE CONVECCIÓN Y CONDUCCIÓN

INSTALACIONES TÉRMICAS

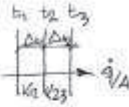
Forma de Fourier para la conducción $\rightarrow \frac{\dot{q}}{A} = K \cdot \frac{\Delta t}{\Delta x}$

Ley de Newton para la convección $\rightarrow \frac{\dot{q}}{A} = h (t_s - t_f)$

Ley fundamental de la radiación $\rightarrow \frac{\dot{q}}{A} = \sigma (T_1^4 - T_2^4)$ $\sigma = \frac{W}{m^2 K^4}$

CONDUCCIÓN DEL CALOR

* PARED PLANA DE VARIAS CAPAS

$$\frac{\dot{q}}{A} = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\Delta x_{12}}{K_{12}} + \frac{\Delta x_{23}}{K_{23}}}$$


* TUBERÍA CILÍNDRICA DE VARIAS CAPAS

$$\frac{\dot{q}}{L} = \frac{2\pi \cdot \Delta t}{\sum \frac{1}{K_{mn}} \ln \frac{r_m}{r_n}}$$

$\Delta t = t_1 - t_2$

$\frac{\dot{q}}{L} = \frac{2\pi (t_1 - t_2)}{\frac{1}{K} \ln \frac{r_2}{r_1}}$

CONDUCCIÓN Y CONVECCIÓN COMBINADAS

* PARED CON VARIAS CAPAS

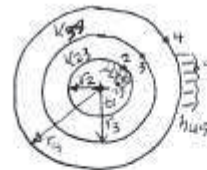
$$\frac{\dot{q}}{A} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{\Delta x_{mn}}{K_{mn}} + \frac{1}{h_e}}$$

$$\Delta t = (t_{\text{interna}} - t_{\text{externa}})$$



* TUBERÍA CON VARIAS CAPAS

$$\frac{\dot{q}}{L} = \frac{2\pi \cdot (t_1 - t_5)}{\frac{1}{h_{i2} r_2} + \frac{1}{K_{23}} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{K_{34}} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{1}{h_{e5} r_4}}$$



$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{\Delta x_{mn}}{K_{mn}} + \frac{1}{h_e}}$$

COEFICIENTE
GLOBAL DE
TRANSMISIÓN

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{i2}} + \frac{r_2}{K_{23}} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_2}{K_{34}} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_2}{h_{e5} r_4}}$$

$$\text{Conductancia} = C = \frac{K}{\Delta x} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{C}} \right]$$

Anexo 3. Ecuaciones para el cálculo de conducción y convección

7.4 ANEXO 4. ECUACIONES UTILIZADAS PARA EL CÁLCULO DE LAS ALETAS E INTERCAMBIADORES DE CALOR

* ALETAS RECTAS

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k \cdot W}} \quad \theta_0 = t_0 - t_f$$

$$H = h_e / k \cdot m$$

$$\dot{q} = \frac{k \cdot m \cdot A \cdot \theta_0 \cdot \sinh(mL) + H \cosh(mL)}{\cosh(mL) + H \sinh(mL)}$$

$$K_R = \frac{1}{mL} \tanh(mL)$$

* K_R, K_a, K_t son efectividades.

* AGUJAS

$$m = 2 \sqrt{\frac{h}{k \cdot d}}$$

* ALETAS ANULARES

$$\alpha = \frac{r_b}{r_e} \quad \beta = r_e \sqrt{\frac{2h}{k \cdot W}} \quad \left. \begin{array}{l} \alpha \\ \beta \end{array} \right\} (K_a) \rightarrow \text{GRÁFICA}$$

* ALETAS RECTAS TRIANGULARES

$$P = \sqrt{\frac{2f h_1}{k \cdot W}} \quad \text{con} \quad f = \sqrt{1 + \left(\frac{W}{2L}\right)^2} \rightarrow (K_t) \rightarrow \text{gráfica}$$

* PARA SUPERFICIES ALETEADAS

$$\varepsilon = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - K) \rightarrow K_R, K_t \text{ o } K_a \text{ dependiendo del tipo de aletas.}$$

- A_f = área de las aletas

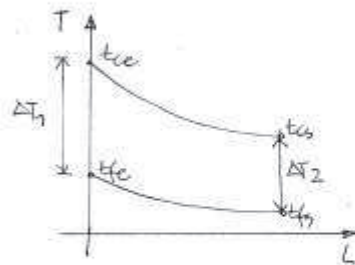
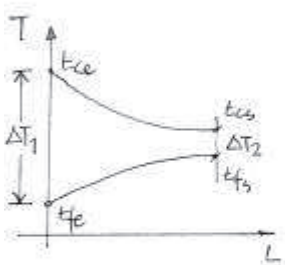
- A_t = área superficie sin aletear + sup. aleteada

- A_p = área primaria sin aletas.

CONVECCIÓN.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad Nu = \frac{h \cdot D}{k} \rightarrow \text{MIRAR HOJA DE CONVECCIÓN EN PLACAS Y TUBERÍAS}$$

INTERCAMBIADORES DE CALOR



Balace del calor.

$$\dot{m}_c \cdot C_p (t_{ce} - t_{cs}) = \dot{m}_f \cdot C_p (t_{fs} - t_{fe})$$

Ecuación general.

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot (\Delta T)_{lm} \cdot F(P, R)$$

$$R = \frac{t_{ce} - t_{cs}}{t_{fs} - t_{fe}} \quad P = \frac{t_{fs} - t_{fe}}{t_{ce} - t_{fe}}$$

* Si el intercambiador es de 1 paso por carcasa $F(P, R) = 1$.

* Si el intercambiador es de más de 1 paso por carcasa o tubos se calcula

$F(P, R) \neq (\Delta T)_{lm}$ es siempre el de contracorriente.

Anexo 4. Ecuaciones utilizadas para el cálculo de aletas e intercambiadores de calor

7.5 ANEXO 5. TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA

TABLA A.3-SI
PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA (UNIDADES SI)*

t °C	c_p kJ/kg·°C	ρ kg/m ³	$\mu \times 10^3$ kg/m·s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	k W/m·°C	$\alpha \times 10^5$ m ² /s	$\beta \times 10^3$ 1/°K	Pr
0	4.218	999.8	1.791	1.792	0.5619	1.332	-0.0853	12.45
5	4.203	1000.0	1.520	1.520	0.5723	1.362	0.0052	11.16
10	4.193	999.8	1.308	1.308	0.5820	1.389	0.0821	9.42
15	4.187	999.2	1.139	1.140	0.5911	1.413	0.148	8.07
20	4.182	998.3	1.003	1.004	0.5996	1.436	0.207	6.99
25	4.180	997.1	0.8908	0.8933	0.6076	1.458	0.259	6.13
30	4.180	995.7	0.7978	0.8012	0.6150	1.478	0.306	5.42
35	4.179	994.1	0.7196	0.7238	0.6221	1.497	0.349	4.83
40	4.179	992.3	0.6531	0.6582	0.6286	1.516	0.389	4.34
45	4.182	990.2	0.5962	0.6021	0.6347	1.533	0.427	3.93
50	4.182	988.0	0.5471	0.5537	0.6405	1.550	0.462	3.57
55	4.184	985.7	0.5043	0.5116	0.6458	1.566	0.496	3.27
60	4.186	983.1	0.4668	0.4748	0.6507	1.581	0.529	3.00
65	4.187	980.5	0.4338	0.4424	0.6553	1.596	0.560	2.77
70	4.191	977.7	0.4044	0.4137	0.6594	1.609	0.590	2.57
75	4.191	974.7	0.3783	0.3881	0.6633	1.624	0.619	2.39
80	4.195	971.6	0.3550	0.3653	0.6668	1.636	0.647	2.23
85	4.201	968.4	0.3339	0.3448	0.6699	1.647	0.675	2.09
90	4.203	965.1	0.3150	0.3264	0.6727	1.659	0.702	1.97
95	4.210	961.7	0.2978	0.3097	0.6753	1.668	0.728	1.86
100	4.215	958.1	0.2822	0.2945	0.6775	1.677	0.755	1.76
120	4.246	942.8	0.2321	0.2461	0.6833	1.707	0.859	1.44
140	4.282	925.9	0.1961	0.2118	0.6845	1.727	0.966	1.23
160	4.339	907.3	0.1695	0.1869	0.6815	1.731	1.084	1.08
180	4.411	886.9	0.1494	0.1684	0.6745	1.724	1.216	0.98
200	4.498	864.7	0.1336	0.1545	0.6634	1.706	1.372	0.91
220	4.608	840.4	0.1210	0.1439	0.6483	1.674	1.563	0.86
240	4.770	813.6	0.1105	0.1358	0.6292	1.622	1.806	0.84
260	4.991	783.9	0.1015	0.1295	0.6059	1.549	2.130	0.84
280	5.294	750.5	0.0934	0.1245	0.5780	1.455	2.589	0.86
300	5.758	712.2	0.0858	0.1205	0.5450	1.329	3.293	0.91
320	6.566	666.9	0.0783	0.1174	0.5063	1.156	4.511	1.02
340	8.234	610.2	0.0702	0.1151	0.4611	0.918	7.170	1.25
360	16.138	526.2	0.0600	0.1139	0.4115	0.485	21.28	2.35

* c_p , ρ , μ , β calculados según las ecuaciones recomendadas en ASME Steam Tables, 3rd ed., New York, Am. Soc. Mech. Engr., 1977. k , calculados según las ecuaciones recomendadas en J. Keenan, «Thermal Conductivity of Water and Steam», Mech. Eng., Aug. 1976, p.47.

672

Anexo 5. Tabla de Propiedades del agua

7.6 ANEXO 6. TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE SECO A PRESIÓN CTE

A.16

ALAN J. CHAPMAN

TABLA A.6-SI
PROPIEDADES DEL AIRE SECO A PRESION ATMOSFERICA
(UNIDADES SI)*

t °C	c_p kJ/kg·°C	ρ kg/m ³	$\mu \times 10^6$ kg/m·s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	$k \times 10^3$ W/m·°C	Pr
-50	1.0064	1.5819	14.63	9.25	20.04	0.735
-40	1.0060	1.5141	15.17	10.02	20.86	0.731
-30	1.0058	1.4518	15.69	10.81	21.68	0.728
-20	1.0057	1.3944	16.20	11.62	22.49	0.724
-10	1.0056	1.3414	16.71	12.46	23.29	0.721
0	1.0057	1.2923	17.20	13.31	24.08	0.718
10	1.0058	1.2467	17.69	14.19	24.87	0.716
20	1.0061	1.2042	18.17	15.09	25.64	0.713
30	1.0064	1.1644	18.65	16.01	26.01	0.712
40	1.0068	1.1273	19.11	16.96	27.10	0.710
50	1.0074	1.0924	19.57	17.92	27.81	0.709
60	1.0080	1.0596	20.03	18.90	28.52	0.708
70	1.0087	1.0287	20.47	19.90	29.22	0.707
80	1.0095	0.9996	20.92	20.92	29.91	0.706
90	1.0130	0.9721	21.35	21.96	30.59	0.705
100	1.0113	0.9460	21.78	23.02	31.27	0.704
110	1.0123	0.9213	22.20	24.10	31.94	0.704
120	1.0134	0.8979	22.62	25.19	32.61	0.703
130	1.0146	0.8756	23.03	26.31	33.28	0.702
140	1.0159	0.8544	23.44	27.44	33.94	0.702
150	1.0172	0.8342	23.84	28.58	34.59	0.701
160	1.0186	0.8150	24.24	29.75	35.25	0.701
170	1.0201	0.7966	24.63	30.93	35.89	0.700
180	1.0217	0.7790	25.03	32.13	36.54	0.700
190	1.0233	0.7622	25.41	33.34	37.18	0.699
200	1.0250	0.7461	25.79	34.57	37.81	0.699
210	1.0268	0.7306	26.17	35.82	38.45	0.699
220	1.0286	0.7158	26.54	37.08	39.08	0.699
230	1.0305	0.7016	26.91	38.36	39.71	0.698
240	1.0324	0.6879	27.27	39.65	40.33	0.698
250	1.0344	0.6748	27.64	40.96	40.95	0.698
260	1.0365	0.6621	27.99	42.28	41.57	0.698
270	1.0386	0.6499	28.35	43.62	42.18	0.698
280	1.0407	0.6382	28.70	44.97	42.79	0.698
290	1.0429	0.6268	29.05	46.34	43.40	0.698
300	1.0452	0.6159	29.39	47.72	44.01	0.698
310	1.0475	0.6053	29.73	49.12	44.61	0.698
320	1.0499	0.5951	30.07	50.53	45.21	0.698
330	1.0523	0.5853	30.41	51.95	45.84	0.698
340	1.0544	0.5757	30.74	53.39	46.38	0.699

73

7.7 ANEXO 7. TABLA DE PROPIEDADES DEL GLICOL

TABLAS Y GRÁFICOS DE LAS PROPIEDADES TÉRMICAS DE LAS SUSTANCIAS

A.11

**TABLA A.4
PROPIEDADES DE LIQUIDOS SATURADOS***

t °C	ρ kg/m ³	ζ kJ/kg·°C	$\nu \times 10^6$ m ² /s	k W/m·°C	$\alpha \times 10^7$ m ² /s	Pr	$\beta \times 10^3$ 1/°K
Dicloro-difluor-metano (Freon-12), CCl ₂ F ₂							
-50	1546.75	0.8750	0.310	0.067	0.501	6.2	2.63
-40	1518.71	0.8847	0.279	0.069	0.514	5.4	
-30	1489.56	0.8956	0.253	0.069	0.526	4.8	
-20	1460.57	0.9073	0.235	0.071	0.539	4.4	
-10	1429.49	0.9203	0.221	0.073	0.550	4.0	
0	1397.45	0.9345	0.214	0.073	0.557	3.8	
10	1364.30	0.9496	0.203	0.073	0.560	3.6	
20	1330.18	0.9659	0.198	0.073	0.560	3.5	
30	1295.10	0.9835	0.194	0.071	0.560	3.5	
40	1257.13	1.0019	0.191	0.069	0.555	3.5	
50	1215.96	1.0216	0.190	0.067	0.545	3.5	
Aceites lubricantes (Aprox. SAE 50)							
0	899.12	1.796	4280	0.147	0.911	47100	0.70
20	888.23	1.880	900	0.145	0.872	10400	
40	876.05	1.964	240	0.144	0.834	2870	
60	864.04	2.047	83.9	0.140	0.800	1050	
80	852.02	2.131	37.5	0.138	0.769	490	
100	840.01	2.219	20.3	0.137	0.738	276	
120	828.96	2.307	12.4	0.135	0.710	175	
140	816.94	2.395	8.0	0.133	0.686	116	
160	805.89	2.483	5.6	0.132	0.663	84	
Glicerina, C ₃ H ₅ (OH) ₃							
0	1276.03	2.261	8310	0.983	0.983	84700	0.50
10	1270.11	2.319	3000	0.284	0.965	31000	
20	1264.02	2.386	1180	0.286	0.947	12500	
30	1258.09	2.445	500	0.286	0.929	5380	
40	1252.01	2.512	220	0.286	0.914	2450	
50	1244.96	2.583	150	0.287	0.893	1630	
Glicol, C ₂ H ₄ (OH) ₂							
0	1130.75	2.294	57.53	0.242	0.934	615	0.65
20	1116.65	2.382	19.18	0.249	0.939	204	
40	1101.43	2.474	8.69	0.256	0.939	93	
60	1087.66	2.562	4.75	0.260	0.932	51	
80	1077.56	2.650	2.98	0.261	0.921	32.4	
100	1058.50	2.742	2.03	0.263	0.908	22.4	

* De E. R. G. Eckert and R. M. Drake, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, New York, copyright McGraw-Hill, 1972 reproducido con permiso.

Anexo 7. Tabla de propiedades del glicol

7.8 ANEXO 8. TABLA DE PROPIEDADES DE LOS METALES 1

ALAN J. CHAPMAN

**TABLA A.1.
PROPIEDADES TERMICAS DE LOS METALES**

Metal	Propiedades a 20° C				Conductividad térmica, k, w/m° C									
	ρ	c_p	k	$\alpha \times 10^6$										
	kg/m ³	kJ/kg·°C	W/m° C	m ² /s	-100°	0° C	100° C	200° C	300° C	400° C	600° C	800° C	1000° C	1200° C
Aluminio														
Puro	2,707	0.896	204	8.418	215	202	206	215	228	249				
Al-Cu (Duraluminio), 94-96 Al, 3-5 Cu, trazas Mg	2,787	0.883	164	6.676	126	159	182	194						
Al-Mg (Hidronalio), 91-95 Al, 5-9 Mg	2,611	0.904	112	4.764	93	109	125	142						
Al-Si (Silumin), 87 Al, 13 Si	2,659	0.871	164	7.099	149	163	175	185						
Al-Si (Silumin, con cobre) 86,5 Al; 12,5 Si; 1 Cu	2,659	0.867	137	5.933	119	137	144	152	161					
Al-Si (Alusil), 78-80 Al, 20-22 Si	2,627	0.854	161	7.172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si, 97 Al 1 Mg, 1 Si, 1 Mn	2,707	0.892	177	7.311		175	189	204						
Plomo	11,373	0.130	35	2.343	36.9	35.1	33.4	31.5	29.8					
Hierro														
Puro	7,897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Hierro forjado (C < 0.5 %)	7,849	0.46	59	1.626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
Fundición (C = 4 %)	7,272	0.42	52	1.703										
Acero (C máx=1.5 %)														
Acero de 0.5 % C	7,833	0.465	54	1.474		55	52	48	45	42	35	31	29	31
Acero de 1 % C	7,801	0.473	43	1.172		43	43	42	40	36	33	29	28	29
Acero de 1.5 % C	7,753	0.480	36	0.970		36	36	36	35	33	31	28	28	29
Acero al níquel Ni = 0 %	7,897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
10 %	7,945	0.46	26	0.720										
20 %	7,993	0.46	19	0.526										
30 %	8,073	0.46	12	0.325										
40 %	8,169	0.46	10	0.279										
50 %	8,266	0.46	14	0.361										
60 %	8,378	0.46	19	0.493										
70 %	8,506	0.46	26	0.666										
80 %	8,618	0.46	35	0.872										
90 %	8,762	0.46	47	1.156										
100 %	8,906	0.448	90	2.276										
Invar, Ni = 36 %	8,137	0.46	10.7	0.286										
Acero al cromo,														
Cr=0 %	7,897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1 %	7,865	0.46	61	1.665		62	55	52	47	42	36	33	33	
2 %	7,865	0.46	52	1.443		54	48	45	42	38	33	31	31	
5 %	7,833	0.46	40	1.110		40	38	36	36	33	29	29	29	

12

666

Anexo 8. Tabla de propiedades de los metales 1

7.9 ANEXO 9. TABLA DE PROPIEDADES DE LOS METALES 2

TABLAS Y GRÁFICOS DE LAS PROPIEDADES TÉRMICAS DE LAS SUSTANCIAS

A.3

TABLA A.1.(Continuación)

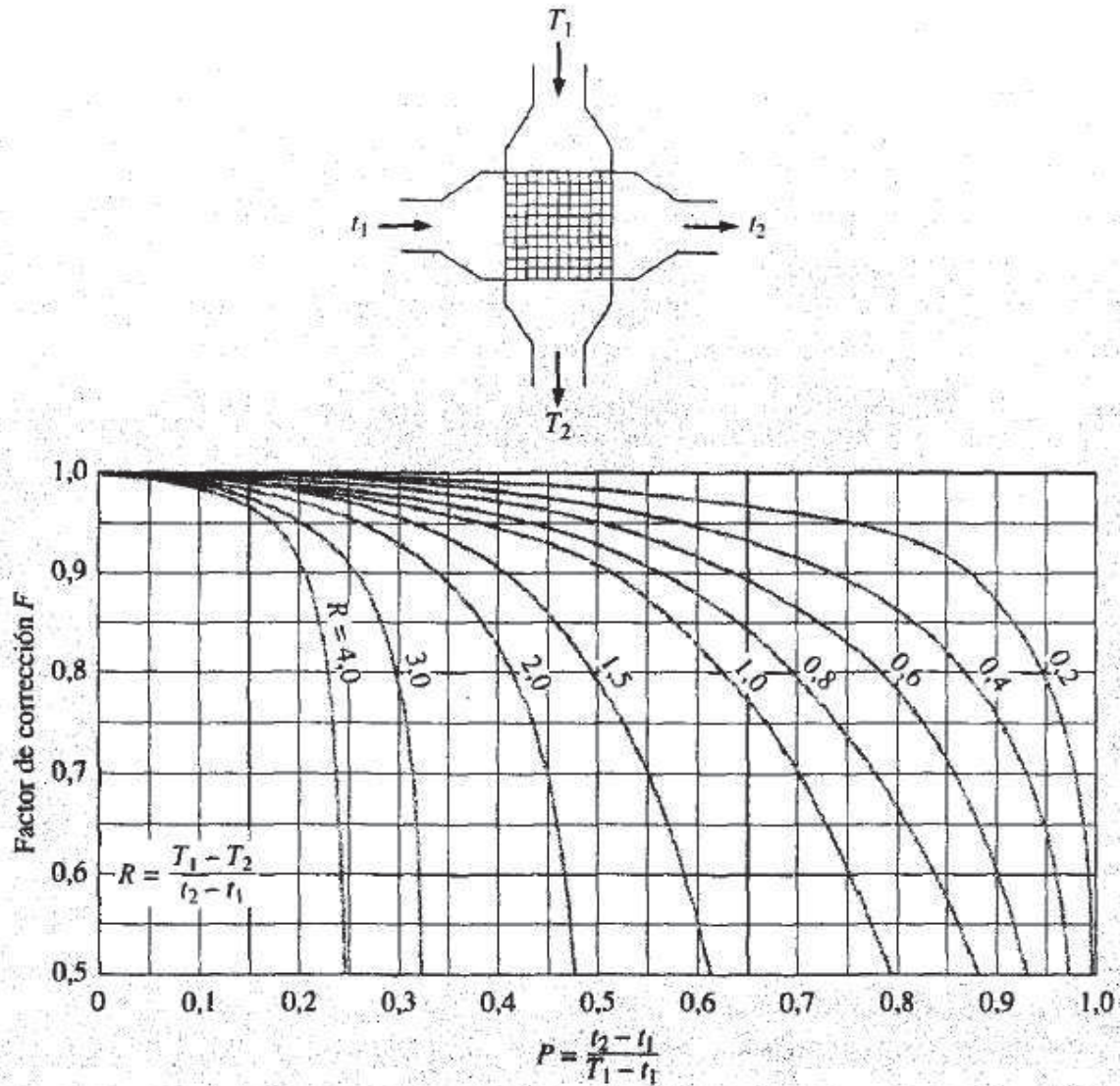
Metal	Propiedades a 20° C				Conductividad térmica, k, w/m° C									
	ρ kg/m ³	ζ kJ/kg·°C	k W/m° C	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	-100°	0° C	100° C	200° C	300° C	400° C	500° C	600° C	800° C	1000° C
10 %	7,785	0.46	31	0.867		31	31	31	29	29	28	28	29	
20 %	7,689	0.46	22	0.635		22	22	22	22	24	24	26	29	
30 %	7,625	0.46	19	0.542										
Acero al Cr-Ni														
15 Cr, 10 Ni	7,865	0.46	19	0.526										
18 Cr, 8 Ni (V2A)	7,817	0.46	16.3	0.444		16.3	17	17	19	19	22	26	31	
20 Cr, 15 Ni	7,833	0.46	15.1	0.415										
25 Cr, 20 Ni	7,865	0.46	12.8	0.361										
Acero al Ni-Cr														
80 Ni, 15 Cr	8,522	0.46	17	0.444										
60 Ni, 15 Cr	8,266	0.46	12.8	0.333										
40 Ni, 15 Cr	8,073	0.46	11.6	0.305										
20 Ni, 15 Cr	7,865	0.46	14.0	0.290		14.0	15.1	15.1	16.3	17	19	22		
Cr-Ni-Al; 6 Cr, 1.5 Al, 0.05 Si (Sincromal 8)	7,721	0.490	22	0.592										
24 Cr, 2.5 Al, 0.55 Si (Sincromal 12)	7,673	0.494	19	0.501										
Acero al Manganeso														
Mn = 0 %	7,897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1 %	7,865	0.46	50	1.388										
2 %	7,865	0.46	38	1.050		36	36	36	36	35	33			
5 %	7,849	0.46	22	0.637										
10 %	7,801	0.46	17	0.483										
Acero al Tungsteno														
W = 0 %	7,897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1 %	7,913	0.448	66	1.858										
2 %	7,961	0.444	62	1.763		62	59	54	48	45	36			
5 %	8,073	0.435	54	1.525										
10 %	8,314	0.419	48	1.391										
20 %	8,826	0.389	43	1.249										
Acero al silicio Si = 0 %	7,897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1 %	7,769	0.46	42											
2 %	7,673	0.46	31											
5 %	7,417	0.46	19											
Cobre														
Puro	8,954	0.3831	386	11.234	407	386	379	374	369	365	353			
Bronce de aluminio														
95 Cu, 5 Al	8,666	0.410	83	2.330										
Bronce 75 Cu, 25 Sn	8,666	0.343	26	0.859										
Latón 85 Cu, 9 Sn, 6 Zn	8,714	0.385	61	1.804		59	71							
Latón 70 Cu, 30 Zn	8,522	0.385	111	3.412	88		128	144	147	147				
Plata alemana 62 Cu, 15 Ni, 22 Zn	8,618	0.394	24.9	0.733	19.2		31	40	45	48				

667

Anexo 9. Tabla de propiedades de los metales 2

7.10 ANEXO 10. FACTOR DE CORRECCIÓN F

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador de corrientes cruzadas de paso único, con ambos fluidos sin mezclar.



Anexo 10. Factor de corrección F

7.11 ANEXO 11. VALORES REPRESENTATIVOS DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR





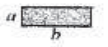




Valores representativos del coeficiente global
de transferencia de calor

Combinación de fluidos	$U(\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$
Agua con agua	850 -1700
Agua con aceite	110-350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000-6000
Condensador de amoníaco (agua en tubos)	800-1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250-700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25-75

Anexo 11. Valores representativos de U

7.12 ANEXO 12. NÚMEROS DE NUSSELT PARA FLUJO LAMINAR

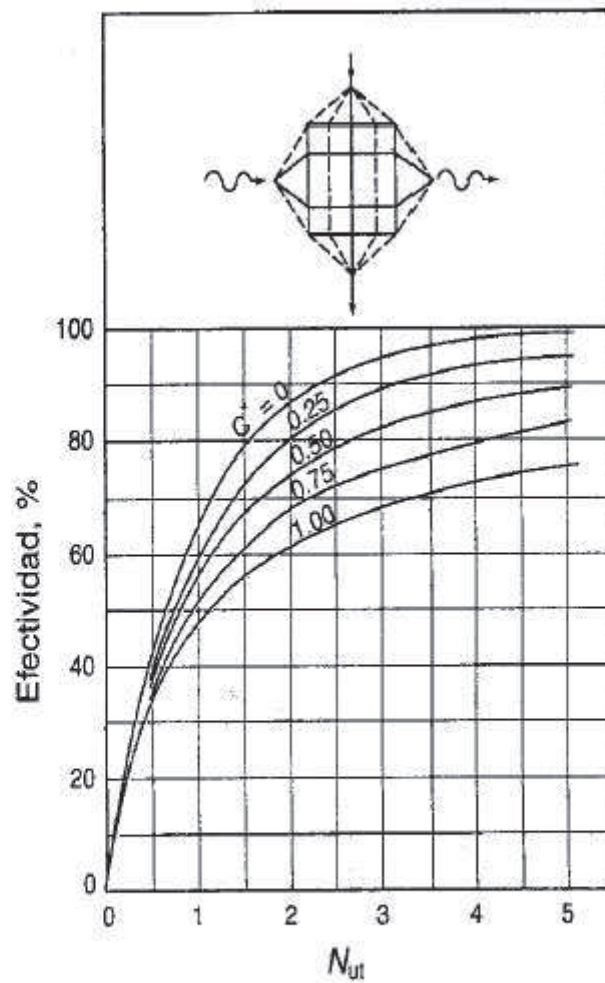
Números de Nusselt y factores de fricción para flujo laminar con
desarrollado en tubos de diferente sección transversal

Sección transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$	
		$(q_s'' \text{ uniforme})$	$(T_s \text{ uniforme})$
	—	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	∞	8.23	7.54
	—	3.11	2.47

Usada con permiso de W. M. Kays y M. E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, N.Y.

Anexo 12. Números de Nusselt para flujo laminar

7.13 ANEXO 13. EFECTIVIDAD



Efectividad para un intercambiador de calor de flujos transversales con fluidos sin mezclar.

Anexo 13. Efectividad

Fecha

El Ingeniero Técnico Industrial

JULIO 2012